

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MILTON AUGUSTO LUNARDI

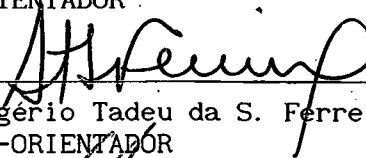
FLORIANÓPOLIS , ABRIL DE 1991

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

MILTON AUGUSTO LUNARDI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS,
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

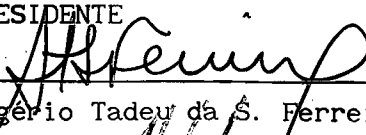

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.
ORIENTADOR


Prof. Rogério Tadeu da S. Ferreira, Ph.D.
CO-ORIENTADOR



Prof. Berend Snoeijer, Dr. -Ing.
COORDENADOR

BANCA EXAMINADORA :


Prof. Cláudio Melo, Ph.D.
PRESIDENTE


Prof. Rogério Tadeu da S. Ferreira, Ph.D.


Prof. José Alberto dos Reis Parise, Ph.D.


Prof. Carlos Alfredo Clezar, M.Sc.

A meus pais, Milton e Ieda, pelo carinho e dedicação
incansáveis,

A meus irmãos pelo prazer de tê-los como tal,

A meus avós maternos (in memoriam) e paternos , pela
lição de vida e esperança,

A minha namorada e companheira Cristiane pelo seu amor e
compreensão nos momentos mais difíceis deste caminho.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Cláudio Melo pela dedicação, incentivo e orientação para cumprir os objetivos estipulados para conclusão deste trabalho.

Ao professor Rogério Tadeu da S. Ferreira pela clareza e profissionalismo com que soube instruir os rumos deste trabalho.

A Empresa Brasileira de Compressores S/A, EMBRACO S/A, pelo apoio na realização dos testes experimentais, em especial aos Eng^{os} Roberto Horn Pereira e André Luis de Melo Aranda e ao técnico Márcio Roberto Thiessen.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina pela formação.

A C.A.P.E.S. pelo suporte financeiro.

Ao N.R.V.A (Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar), pela utilização de seus equipamentos e materiais.

Aos demais professores e colegas que direta ou indiretamente ajudaram na realização deste trabalho.

ÍNDICE

	Página
LISTA DE FIGURAS/TABELA	viii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiv
RESUMO	xxx
ABSTRACT	xxxi
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 MODELO DO COMPRESSOR	3
2.1 Compressor Ideal com Volume Morto	6
CAPÍTULO 3 MODELO DO CONDENSADOR	11
3.1 Equações da Conservação	11
3.2 Modelo do Condensador com Movimentação Forçada de Ar	12
3.2.1 Região de Superaquecimento	12
3.2.2 Região Mista	16
3.2.3 Região de Subresfriamento	21
3.3 Modelo do Condensador com Movimentação Natural de Ar	24
3.3.1 Região Mista	25
CAPÍTULO 4 MODELO DO EVAPORADOR	30
CAPÍTULO 5 MODELO DA CARCAÇA DO COMPRESSOR	39
CAPÍTULO 6 MODELO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	48
6.1 Tubo Capilar	48
6.2 Modelo Matemático	51

CAPÍTULO 7	MODELO DO AMBIENTE CLIMATIZADO	57
CAPÍTULO 8	DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS	61
8.1	Resistências Térmicas no Lado Interno do Condensador	61
8.2	Resistências Térmicas no Lado Externo do Condensador com Movimentação Forçada de Ar	64
8.3	Resistências Térmicas no Lado Externo do Condensador com Movimentação Natural de Ar	70
8.4	Resistências Térmicas no Lado Interno do Evaporador	75
8.5	Resistências Térmicas do Lado Externo do Evaporador	77
8.6	Resistências Térmicas na Carcaça do Compressor	81
8.7	Resistências Térmicas no Lado Externo do Ambiente Climatizado	82
8.8	Resistências Térmicas no Lado Interno do Ambiente Climatizado	83
CAPÍTULO 9	COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS	85
9.1	Refrigerador com Condensador com Movimentação Forçada de Ar	85
9.1.1	Trocas de Calor por Convecção no Condensador	85
9.1.2	Trocas de Calor por Convecção no Evaporador	91
9.1.3.	Vazão Mássica de Refrigerante Através do Compressor e do Tubo Capilar	96
9.1.4	Temperatura do Refrigerante na Saída do Condensador	98
9.1.5	Potência Consumida pelo Motor do Compressor	99
9.2.	Refrigerador com Condensador com Movimentação Natural de Ar	100
9.2.1	Fluxo de Massa Através do Compressor	100
9.2.2	Trocas de Calor no Condensador	101
9.2.3	Temperaturas do Ar nos Ambientes Climatizados	104
9.2.4	Temperatura do Refrigerante na Saída do Condensador	106
9.2.5	Potência Consumida pelo Motor do Compressor	107

9.3	Análise dos Efeitos das Trocas de Calor entre o Refrigerante e a Linha de Descarga no Interior da Carcaça do Compressor	108
CAPÍTULO 10 ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PROGRAMA		113
10.1	Tubo Capilar	113
10.2	Condensador com Movimentação Forçada de Ar	120
10.3	Condensador com Movimentação Natural de Ar	123
10.4	Temperatura do Ar no Interior da Câmara de Testes	126
CAPÍTULO 11 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS		130
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		132
APÊNDICES		
APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO α		136
APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DO REFRIGERANTE 12 NO ÓLEO SUNISO 3GS		138
APÊNDICE C - AVALIAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS DO AMBIENTE CLIMATIZADO		141
APÊNDICE D - DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE		143
APÊNDICE E - ESTRUTURA GERAL DO PROGRAMA E ESQUEMA DE SOLUÇÃO		146
APÊNDICE F - LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS DO REFRIGERADOR		150
APÊNDICE G - TESTES EXPERIMENTAIS		162

LISTA DE FIGURAS/TABELA

FIGURA	DESCRIÇÃO	PÁGINA
2.1	Esquema de um compressor hermético alternativo	3
2.2	Diagrama log P-h	4
2.3	Rotação do compressor em função do tempo	5
2.4	Diagrama pressão x volume de um compressor ideal com volume morto	6
3.1	Volume de controle para o condensador totalmente superaquecido	13
3.2	Circuito elétrico análogo para o condensador contendo apenas refrigerante superaquecido	14
3.3	Volume de controle para a região mista do condensador com movimentação forçada de ar	17
3.4	Circuito elétrico análogo para a região mista do condensador com movimentação forçada de ar	18
3.5	Volume de controle para a região subresfriada	22
3.6	Circuito elétrico análogo para a região de subresfriamento	22
3.7	Modelo da região mista do condensador com movimentação natural de ar	25
3.8	Circuito elétrico análogo para a região mista do condensador com movimentação natural de ar	26
4.1	Distribuição de refrigerante no lado de baixa pressão do sistema	30
4.2	Modelo do Evaporador	33
4.3	Circuito elétrico análogo para o evaporador	35
5.1	Volume de controle para a carcaça do compressor	39
5.2	Circuito elétrico análogo para a carcaça do compressor	44

6.1	Variação da pressão e da temperatura de um refrigerante ao longo de um tubo capilar	49
6.2	Notação para a aplicação da equação da conservação da quantidade de movimento	53
6.3	Balanco de massa em um elemento de fluido em um escoamento unidirecional num duto de área constante	54
6.4	Seqüência de operações empregada no processo iterativo	56
7.1	Refrigerador doméstico	57
7.2	Circuito elétrico análogo para o ambiente interno do refrigerador	58
8.1	Seção transversal de um tubo com aletas planas indicando os parâmetros que afetam o coeficiente de transferência de calor no lado do ar	64
8.2	Método aproximado para tratar uma aleta plana retangular como uma aleta plana circular de mesma área	65
8.3	Fator de forma de radiação para os arames	74
8.4	Arranjo dos tubos e geometria da aleta do evaporador	77
8.5	Arranjo dos tubos e geometria da aleta do evaporador utilizado por O'Neill e Crawford [29]	78
9.1	Influência das correlações empregadas para avaliar as trocas de calor por convecção na região de saturação do condensador sobre o desempenho do programa desenvolvido	86
9.2	Comparação entre as correlações empregadas para avaliar a resistência térmica na região de saturação do condensador	87
9.3	Variação temporal do número de Reynolds na região de saturação do condensador em função do parâmetro β_2	88
9.4	Número de Nusselt na região de saturação do condensador em função do tempo e do parâmetro β_2	89

9.5	Variação temporal da resistência térmica na região de superaquecimento do condensador	90
9.6	Variação temporal da resistência térmica na região de subresfriamento do condensador	90
9.7	Variação temporal da resistência térmica no lado externo do evaporador	92
9.8	Variação temporal da resistência térmica interna na região de vapor superaquecido no evaporador	93
9.9	Influência da correlação empregada para avaliar a transferência de calor por convecção na região de saturação do evaporador sobre a temperatura do ar no freezer	94
9.10	Influência da correlação empregada para avaliar a transferência de calor por convecção na região de saturação do evaporador sobre a temperatura do ar no gabinete	94
9.11	Comparação entre as correlações empregadas para avaliar a resistência térmica na região de saturação do evaporador	95
9.12	Variação temporal do fluxo de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar	97
9.13	Variação temporal da temperatura do refrigerante na saída do condensador	98
9.14	Potência consumida pelo motor do compressor	99
9.15	Variação temporal do fluxo de massa de refrigerante através do compressor	100
9.16	Comparação entre as correlações empregadas para avaliar as resistências térmicas no lado externo do condensador	102
9.17	Influência da correlação utilizada para avaliar a transferência de calor no lado externo do condensador sobre as pressões de sucção e descarga	103
9.18	Variação temporal da temperatura do ar no freezer	104

9.19	Variação temporal da temperatura do ar no gabinete	105
9.20	Temperatura do refrigerante na saída do condensador	106
9.21	Potência consumida pelo motor do compressor em função do tempo	107
9.22	Temperaturas do refrigerante no interior da carcaça do compressor do refrigerador com movimentação forçada de ar	108
9.23	Temperaturas do refrigerante na região de descarga do compressor do refrigerador com condensador com movimentação forçada de ar	109
9.24	Temperaturas do refrigerante na região de sucção do compressor do refrigerador com condensador com movimentação natural de ar	111
9.25	Temperaturas do refrigerante na região de descarga do compressor do refrigerador com condensador com movimentação natural de ar	111
10.1	Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar	114
10.2	Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento das pressões de sucção e descarga	115
10.3	Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento da potência consumida pelo motor do compressor	115
10.4	Influência do comprimento do tubo capilar na temperatura do refrigerante na saída do condensador	116
10.5	Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar	117
10.6	Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento das pressões de sucção e descarga	118
10.7	Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento da potência consumida pelo motor do compressor	118

10.8	Influência do diâmetro interno do tubo capilar na temperatura do refrigerante na saída do condensador	119
10.9	Influência do tipo de aleta utilizada no condensador no comportamento das pressões de sucção e descarga	120
10.10	Influência do tipo de aleta utilizada no condensador no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar	121
10.11	Influência do tipo de aleta utilizada no condensador sobre a potência consumida pelo motor do compressor	122
10.12	Influência do tipo de aleta utilizada no condensador sobre o comportamento da temperatura do refrigerante na saída do mesmo	122
10.13	Influência da área externa do condensador sobre o comportamento das pressões de sucção e descarga	123
10.14	Influência da área externa do condensador no comportamento do fluxo de massa deslocado pelo compressor	124
10.15	Influência da área externa do condensador na potência consumida pelo motor do compressor	125
10.16	Influência da área externa do condensador no comportamento da temperatura do refrigerante na saída do mesmo	125
10.17	Pressões de sucção e descarga para temperaturas de operação de 43°C e 32°C	127
10.18	Fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor para temperaturas de operação de 43°C e 32°C	127
10.19	Variação temporal da temperatura do ar no interior do freezer para temperaturas de operação de 43°C e 32°C	128
10.20	Variação temporal da temperatura do ar no interior do gabinete para temperaturas de operação de 43°C e 32°C	129
B.1	Solubilidade do refrigerante 12 no óleo SUNISO 3GS	138
E.1	Fluxograma do programa geral de simulação	147

F.1	Refrigerador doméstico que utiliza um condensador com movimentação forçada de ar	150
F.2	Carcaça do condensador com movimentação forçada de ar	152
F.3	Configuração das aletas do condensador com movimentação forçada de ar	152
F.4	Dimensões características das aletas do evaporador	154
F.5	Dimensões características do evaporador	155
F.6	Experimento utilizado na obtenção das vazões de ar insufladas no freezer e no gabinete	157
F.7	Refrigerador doméstico que utiliza um condensador com movimentação natural de ar	159
F.8	Dimensões características do condensador com movimentação natural de ar	160
F.9	Seção transversal do condensador com movimentação natural de ar	160
G.1	Pontos de medição no refrigerador em análise	164

TABELA	DESCRIÇÃO	PÁGINA
8.1	Coeficientes a serem empregados na equação (8.22)	67

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO/UNIDADE
A	Área, m^2
A_a	Área superficial dos arames, m^2
A_{bf}	Área bloqueada pelas aletas, m^2
A_{bt}	Área bloqueada pela primeira fileira de tubos na direção do fluxo de ar, m^2
A_{face}	Área de face, m^2
A_{fg}	Área da superfície que separa o freezer do gabinete no refrigerador, m^2
A_{ie}	Área total da superfície interna do evaporador, m^2
A_{min}	Mínima seção transversal, m^2
A_t	Área superficial dos tubos, m^2
A_{tc}	Área transversal do tubo capilar, m^2
A_o	Área total de transferência de calor do lado externo, m^2
A_f	Área de transferência de calor das aletas planas circulares de igual área, m^2
b	Número de superfícies do freezer que trocam calor com os ambientes interno e externo
c	Fração do volume morto do compressor
C_2	Relação entre a massa de refrigerante vapor no evaporador e a massa de refrigerante vapor na carcaça do compressor
C_3	Constante de tempo para a liberação do refrigerante do óleo, s
C_4	Fluxo de massa de óleo que passa através da folga êmbolo/cilindro, kg/s

C_5	Relação entre a massa de óleo transportada para o interior do cilindro pelo refrigerante vapor succionado e a massa de refrigerante vapor
C_6	Relação entre o fluxo de óleo transportado para o interior do cilindro através de bolhas de vapor e o fluxo de refrigerante liberado do óleo
C_7	Relação entre o fluxo de óleo transportado do evaporador para a carcaça do compressor e o fluxo de massa de refrigerante vapor do evaporador para a carcaça do compressor
C_a	Capacidade térmica do meio externo que envolve o evaporador ,J/kg.K
C_{cfs}	Capacidade térmica do refrigerante vapor superaquecido no condensador ,J/K
C_{cml}	Capacidade térmica do refrigerante líquido na região mista do condensador ,J/K
C_{cmv}	Capacidade térmica do refrigerante vapor na região mista do condensador ,J/K
C_{comp}	Capacidade térmica do material do compressor ,J/K
C_{csc}	Capacidade térmica do refrigerante subresfriado no condensador ,J/K
C_{cwc}	Capacidade térmica do material do condensador na região subresfriada ,J/K
C_{cwm}	Capacidade térmica do material do condensador na região mista ,J/K
C_{cws}	Capacidade térmica do material do condensador na região superaquecida ,J/K
C_{el}	Capacidade térmica do refrigerante líquido no evaporador ,J/K
C_{elw}	Capacidade térmica do material do evaporador contendo refrigerante líquido ,J/K
C_{ev}	Capacidade térmica do refrigerante vapor no evaporador ,J/K
C_{evw}	Capacidade térmica do material do evaporador contendo refrigerante vapor ,J/K

C_f	Capacidade térmica do ar no freezer ,J/K
C_g	Capacidade térmica do ar no gabinete ,J/K
C_i	Capacidade térmica do ar no ponto de insuflamento ,J/K
C_{oil}	Capacidade térmica do óleo ,J/K
C_{pf}	Capacidade térmica das paredes do freezer ,J/K
C_{pg}	Capacidade térmica das paredes do gabinete ,J/K
C_{sf}	Capacidade térmica do refrigerante vapor na carcaça do compressor ,J/K
C_{sw}	Capacidade térmica do material da carcaça do compressor ,J/K
C_p	Calor específico ,J/kg.K
$C_{p_{ar}}$	Calor específico do ar ,J/kg.K
$C_{p_{comp}}$	Calor específico do material do compressor ,J/kg.K
$C_{p_{cw}}$	Calor específico do material do condensador ,J/kg.K
$C_{p_{ew}}$	Calor específico do material do evaporador ,J/kg.K
C_{p_1}	Calor específico do refrigerante líquido ,J/kg.K
$C_{p_{oil}}$	Calor específico do óleo ,J/kg.K
$C_{p_{sw}}$	Calor específico do material da carcaça do compressor ,J/kg.K
C_{p_v}	Calor específico do refrigerante vapor ,J/kg.K
d_1	Distância entre centros dos tubos na direção normal ao fluxo de ar ,m
d_2	Distância entre centros dos tubos na direção do fluxo de ar ,m
D	Diâmetro ,m
D_a	Diâmetro dos arames ,m
D_{ca}	Diâmetro característico do condensador ,m
D_{ci}	Diâmetro interno dos tubos do condensador ,m
D_{co}	Diâmetro externo dos tubos do condensador ,m
D_{ei}	Diâmetro interno dos tubos do evaporador ,m
D_{eo}	Diâmetro externo dos tubos do evaporador ,m
D_{itc}	Diâmetro interno do tubo capilar ,m

D_c	Diâmetro externo do colar da aleta corrugada ,m
D_t	Diâmetro equivalente de uma aleta plana circular ,m
e	Espessura da aleta ,m
e_a	Espessura dos arames ,m
e_{is}	Espessura do isolamento ,m
E_m	Energia consumida pelo motor do compressor ,W
\bar{f}_b	Fator de atrito médio na região bifásica do tubo capilar
f_l	Fator de atrito para a região líquida no tubo capilar
$F()$	Função de ()
F_1	Parâmetro adimensional dado pela equação (8.6)
F_2	Parâmetro adimensional dado pela equação (8.7)
F_a	Fator de forma de radiação para os arames
F_{oil}	Massa de refrigerante dissolvido no óleo ,kg
F_t	Fator de forma de radiação para os tubos
g	Aceleração da gravidade ,m/s ²
G	Fluxo de massa por unidade de área ,kg/m ² .s
G_{ar}	Fluxo de massa de ar por unidade de área da mínima seção transversal do trocador de calor ,kg/m ² .s
G_r	Fluxo de massa de refrigerante por unidade de área da seção transversal do tubo ,kg/m ² .s
Gr_a	Número de Grashof baseado no diâmetro dos arames
Gr_{ca}	Número de Grashof baseado no diâmetro característico do condensador
Gr_t	Número de Grashof baseado no diâmetro dos tubos
Gz	Número de Graetz
h	Entalpia ,J/kg
h_1	Entalpia do refrigerante vapor deixando a válvula de descarga do compressor ,J/kg
h_2	Entalpia do refrigerante vapor saturado no condensador ,J/kg
h_3	Entalpia do refrigerante líquido saturado no condensador ,J/kg

h_4	Entalpia do refrigerante líquido subresfriado no condensador ,J/kg
h_{cs}	Entalpia do refrigerante vapor superaquecido no condensador ,J/kg
h_{es}	Entalpia do refrigerante vapor no evaporador ,J/kg
h_{foil}	Entalpia do refrigerante vapor liberado do óleo ,J/kg
h_l	Entalpia do refrigerante líquido ,J/kg
h_{ls}	Entalpia do refrigerante líquido saturado no evaporador ,J/kg
h_{lv}	Calor latente de vaporização ,J/kg
h_o	Entalpia do refrigerante na entrada do tubo capilar ,J/kg
h_{ol}	Entalpia do refrigerante líquido deixando o tubo capilar ,J/kg
h_{ov}	Entalpia do refrigerante vapor deixando o tubo capilar ,J/kg
h_s	Entalpia do refrigerante vapor na carcaça do compressor ,J/kg
h_v	Entalpia do refrigerante vapor ,J/kg
h_{vs}	Entalpia do refrigerante vapor saturado correspondente à pressão de sucção ,J/kg
hc	Coeficiente de transferência de calor por convecção ,W/m ² .K
hc_{fs}	Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante vapor superaquecido e a parede interna do condensador ,W/m ² .K
hc_o	Coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo do condensador ,W/m ² .K
hc_{oa}	Coeficiente de transferência de calor por convecção entre os arames do condensador e o ar externo ,W/m ² .K
hc_{ot}	Coeficiente de transferência de calor por convecção entre os tubos do condensador e o ar externo ,W/m ² .K
hc_{ovy}	Coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo do condensador com aletas corrugadas ,W/m ² .K
hr_o	Coeficiente de transferência de calor por radiação ,W/m ² .K
hr_{oa}	Coeficiente de transferência de calor por radiação para os arames ,W/m ² .K

hr_{ot}	Coeficiente de transferência de calor por radiação para os tubos , $W/m^2.K$
H	Entalpia de estagnação , J/kg
H_m	Taxa de energia liberada pelo compressor na forma de calor , W
H_p	Altura das superfícies verticais , m
i	Número de paredes do gabinete que separam o ar externo do interno
j	Fator de Colburn
j_4	Fator de Colburn para o número de fileiras de tubos igual a 4
j_{Nft}	Fator de Colburn para o número de fileiras de tubos igual a N_{ft}
k	Condutividade térmica , $W/m.K$
k_a	Condutividade térmica do material dos arames , $W/m.K$
k_{ar}	Condutividade térmica do ar , $W/m.K$
k_f	Condutividade térmica da aleta , $W/m.K$
k_{is}	Condutividade térmica do isolamento , $W/m.K$
K_1	Fator de perda de carga na entrada do tubo capilar
Kf	Número de Boiling
L	Comprimento , m
L_a	Comprimento dos arames , m
L_b	Comprimento da região bifásica no tubo capilar , m
L_c	Comprimento total do condensador , m
L_{ch}	Altura do condensador , m
L_{cl}	Comprimento do condensador contendo refrigerante líquido, m
L_{cs}	Comprimento do condensador contendo refrigerante vapor superaquecido , m
L_{ct}	Comprimento dos tubos do condensador , m
L_{cv}	Comprimento do condensador contendo refrigerante vapor , m
L_e	Comprimento total do evaporador , m
L_{eh}	Altura do evaporador , m
L_{el}	Comprimento do evaporador contendo refrigerante líquido , m

L_{es}	Comprimento do evaporador contendo refrigerante vapor ,m
L_{et}	Comprimento dos tubos do evaporador ,m
L_f	Comprimento das aletas ,m
L_{fp}	Comprimento parcial das aletas do evaporador ,m
L_h	Altura das aletas ,m
L_{hp}	Altura parcial das aletas do evaporador ,m
L_l	Comprimento da região líquida no tubo capilar ,m
$L_{lc,sub}$	Comprimento do condensador contendo refrigerante líquido subresfriado ,m
L_{mc}	Comprimento do condensador contendo refrigerante saturado ,m
L_{tc}	Comprimento total do tubo capilar ,m
L_p	Comprimento de cada superfície interna do freezer ,m
\dot{m}	Fluxo de massa ,kg/s
\dot{m}_1	Fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor ,kg/s
\dot{m}_2	Fluxo de massa de refrigerante líquido saturado deixando a região mista do condensador ,kg/s
\dot{m}_3	Fluxo de massa de refrigerante líquido subresfriado do condensador para o tubo capilar ,kg/s
\dot{m}_{cso}	Fluxo de massa de óleo deixando a carcaça do compressor ,kg/s
\dot{m}_{el}	Fluxo de massa de refrigerante líquido do evaporador para a carcaça do compressor ,kg/s
\dot{m}_{ev}	Fluxo de massa de refrigerante vapor do evaporador para a carcaça do compressor ,kg/s
\dot{m}_{foil}	Fluxo de massa de refrigerante absorvido ou liberado pelo óleo ,kg/s
\dot{m}_{foil}^*	Fluxo mínimo de massa de refrigerante deixando a superfície livre do óleo necessário para que as bolhas de vapor se acumulem até atingir a válvula de sucção do compressor ,kg/s
\dot{m}_{lc}	Taxa de variação da massa de refrigerante líquido no condensador ,kg/s

\dot{m}_{lve}	Taxa de vaporização de refrigerante líquido no evaporador ,kg/s
\dot{m}_o	Fluxo de massa de refrigerante através do tubo capilar ,kg/s
\dot{m}_{ol}	Fluxo de massa de refrigerante líquido do tubo capilar para o evaporador ,kg/s
\dot{m}_{ov}	Fluxo de massa de refrigerante vapor do tubo capilar para o evaporador ,kg/s
\dot{m}_r	Fluxo de massa real deslocado pelo compressor ,kg/s
\dot{m}_{sco}	Fluxo de massa de óleo do evaporador para a carcaça do compressor ,kg/s
\dot{m}_t	Fluxo de massa deslocado pelo compressor, obtido através da equação (2.11) para a determinação de α ,kg/s
M	Massa ,kg
M_b	Massa total de refrigerante no sistema ,kg
M_c	Massa de refrigerante no condensador ,kg
M_{comp}	Massa do material do compressor ,kg
M_{cs}	Massa de refrigerante vapor superaquecido no condensador ,kg
M_e	Massa de refrigerante no evaporador ,kg
M_{el}	Massa de refrigerante líquido no evaporador ,kg
M_{ev}	Massa de refrigerante vapor no evaporador ,kg
M_{lc}	Massa de refrigerante líquido no condensador ,kg
M_{lcs}	Massa de refrigerante líquido saturado no condensador ,kg
M_{mc}	Massa de refrigerante na região mista do condensador ,kg
M_{oil}	Massa de óleo na carcaça do compressor ,kg
M_{oils}	Massa de óleo retida nos componentes ,kg
M_{oils}^*	Quantidade de óleo máxima retida nos componentes ,kg
M_{oilt}	Massa total de óleo no sistema ,kg
M_t	Massa total de refrigerante no sistema ,kg
M_{vc}	Massa de refrigerante vapor na região mista do condensador ,kg
M_{vs}	Massa de refrigerante vapor na carcaça do compressor ,kg

n	Coefficiente politrópico do refrigerante
N	Rotação do compressor , rps
N_f	Número de aletas
N_{ft}	Número de fileiras de tubos na direção do fluxo de ar
N_t	Número de tubos
N_{tf}	Número de tubos por fileira
Nu	Número de Nusselt
Nu_a	Número de Nusselt para os arames
Nu_{arm}	Número de Nusselt baseado na diferença média aritmética de temperatura
Nu_{lnf}	Número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura para um trocador de calor com aletas planas e 3 fileiras de tubos na direção do fluxo de ar
Nu_{lnw}	Número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura para um trocador de calor com aletas corrugadas e 3 fileiras de tubos na direção do fluxo de ar
Nu_r	Número de Nusselt para o refrigerante
Nu_t	Número de Nusselt para os tubos
P	Pressão , Pa
P_{atm}	Pressão atmosférica , Pa
P_d	Pressão de descarga , Pa
P_{fla}	Pressão de saturação correspondente à temperatura de saturação diminuída do grau de subresfriamento , Pa
P_s	Pressão de sucção , Pa
Pe	Perímetro , m
Pr	Número de Prandtl
Pr_{ar}	Número de Prandtl para o ar
Pr_l	Número de Prandtl para o refrigerante líquido
Q_{lf}	Taxa de calor trocado pelo freezer com o ar de insuflamento , W

\dot{Q}_{ig}	Taxa de calor trocado pelo gabinete com o ar de insuflamento ,W
Q	Vazão ,m ³ /s
Q_{ar}	Vazão de ar através do condensador ,m ³ /s
Q_f	Vazão de ar para o freezer ,m ³ /s
Q_g	Vazão de ar para o gabinete ,m ³ /s
R	Constante do gás ,N.m/kg.K
R_{ar}	Constante dos gases perfeitos para o ar ,N.m/kg.K
R_{ccfw}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante líquido subresfriado e a parede interna do condensador ,K/W
R_{ccfwo}	Resistência térmica convectiva para uma unidade de comprimento entre o refrigerante líquido subresfriado e a parede interna do condensador ,k.m/W
R_{ccwo}	Resistência térmica convectiva entre a parede externa do condensador contendo refrigerante líquido subresfriado e o ar externo, K/W
R_{cmfw}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante saturado e a parede interna do condensador na região mista ,K/W
R_{cmfwo}	Resistência térmica convectiva para uma unidade de comprimento entre o refrigerante saturado e a parede interna do condensador na região mista ,K.m/W
R_{cmvf}	Resistência térmica condutiva entre os refrigerantes vapor superaquecido e saturado na região mista do condensador ,K/W
R_{cmwo}	Resistência térmica convectiva entre a parede externa do condensador na região mista e o ambiente externo ,K/W
R_{csfw}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante vapor superaquecido e a parede interna do condensador ,K/W
R_{csfwo}	Resistência térmica convectiva para uma unidade de comprimento entre o refrigerante vapor superaquecido e a parede interna do condensador ,K.m/W

R_{csw}	Resistência térmica condutiva entre a bomba do compressor e a superfície da carcaça do compressor ,K/W
R_{csw0}	Resistência térmica convectiva entre a parede externa do condensador e o ar externo ,K/W
R_{cof}	Resistência térmica convectiva entre a bomba do compressor e o refrigerante vapor ,K/W
R_{col}	Resistência térmica convectiva entre a bomba do compressor e o óleo ,K/W
R_{elfw}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante líquido e a parede interna do evaporador ,K/W
R_{elfwo}	Resistência térmica convectiva para uma unidade de comprimento entre o refrigerante líquido e a parede interna do evaporador ,K.m/W
R_{elwo}	Resistência térmica convectiva entre a parede externa do evaporador e o ar externo ,K/W
R_{evfw}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante vapor e a parede interna do evaporador ,K/W
R_{evfwo}	Resistência térmica convectiva para uma unidade de comprimento entre o refrigerante vapor e a parede interna do evaporador ,K.m/W
R_{evl}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante líquido e vapor no evaporador ,K/W
R_{evwo}	Resistência térmica convectiva entre a parede externa do evaporador contendo refrigerante vapor e o ar externo ,K/W
R_{fg}	Resistência térmica entre o freezer e o gabinete ,K/W
R_o	Resistência térmica convectiva entre a superfície externa do condensador e o ar externo ,K/W
R_{olf}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante vapor e o óleo na carcaça do compressor ,K/W
R_{olw}	Resistência térmica convectiva entre o óleo e a superfície interna da carcaça do compressor ,K/W

R_{opf}	Resistência térmica entre as paredes do freezer e o ar externo ,K/W
R_{opg}	Resistência térmica entre as paredes do gabinete e o ar externo ,K/W
R_{pff}	Resistência térmica entre as paredes do freezer e o ar interno ,K/W
R_{pgg}	Resistência térmica entre as paredes do gabinete e o ar interno ,K/W
R_{swf}	Resistência térmica convectiva entre o refrigerante vapor e a superfície interna da carcaça do compressor ,K/W
R_{swo}	Resistência térmica convectiva entre a superfície externa da carcaça do compressor e o ar externo ,K/W
Re	Número de Reynolds
Re_{ar}	Número de Reynolds para o ar
Re_b	Número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal entre os tubos
Re_i	Número de Reynolds no início da região bifásica do tubo capilar
Re_l	Número de Reynolds para o refrigerante líquido
Re_r	Número de Reynolds para o refrigerante
Re_s	Número de Reynolds baseado no espaçamento das aletas
Re_v	Número de Reynolds para o refrigerante vapor
S_d	Altura da ondulação da aleta ,m
S_p	Largura da ondulação da aleta ,m
S_t	Espaçamento entre os tubos ,m
Sc	Número de Schmidt
t	Tempo ,s
t^*	Tempo necessário para o retorno do óleo do compressor para o evaporador ,s
T_1	Temperatura do refrigerante vapor na descarga do compressor ,K
T_2	Temperatura do refrigerante saturado no condensador ,K
T_3	Temperatura do refrigerante líquido subresfriado no condensador ,K
T_{ar}	Temperatura do ar na entrada do evaporador ,K
T_{ccw}	Temperatura da parede do condensador na região de subresfriamento ,K

T_{cmw}	Temperatura da parede do condensador na região mista ,K
T_{comp}	Temperatura do material do compressor ,K
T_{cs}	Temperatura do refrigerante vapor superaquecido no condensador ,K
T_{csw}	Temperatura da parede do condensador contendo refrigerante vapor superaquecido ,K
T_{cw}	Temperatura da parede do condensador ,K
T_{elw}	Temperatura da parede do evaporador contendo refrigerante líquido ,K
T_{es}	Temperatura do refrigerante vapor no evaporador ,K
T_{evw}	Temperatura da parede do evaporador contendo refrigerante vapor ,K
T_f	Temperatura do ar no interior do freezer ,K
T_g	Temperatura do ar no interior do gabinete ,K
T_i	Temperatura do ar no ponto de insuflamento ,K
T_{le}	Temperatura do refrigerante líquido no evaporador ,K
T_o	Temperatura do ar externo que envolve o refrigerador ,K
T_{oc}	Temperatura do ar externo que envolve o condensador ,K
T_{oe}	Temperatura do ar externo que envolve o evaporador ,K
T_{oil}	Temperatura do óleo na carcaça do compressor ,K
T_{os}	Temperatura do ar externo que envolve a carcaça do compressor ,K
T_{pf}	Temperatura das paredes do freezer ,K
T_{pg}	Temperatura das paredes do gabinete ,K
T_r	Temperatura do refrigerante ,K
T_s	Temperatura do refrigerante vapor na carcaça do compressor ,K
T_{sw}	Temperatura do material da carcaça do compressor ,K
T_p	Temperatura do filme de ar ,K
u_m	Velocidade média do ar no condensador ,m/s
v	Volume específico ,m ³ /kg
v_l	Volume específico do refrigerante líquido ,m ³ /kg
v_v	Volume específico do refrigerante vapor ,m ³ /kg
V_c	Volume total do condensador ,m ³

V_{cla}	Volume morto no cilindro do compressor, m^3
V_d	Volume deslocado pelo êmbolo do compressor, m^3
\dot{V}_d	Deslocamento volumétrico do compressor, m^3/s
V_e	Volume total do evaporador, m^3
V_{el}	Volume de refrigerante líquido no evaporador, m^3
V_{ev}	Volume de refrigerante vapor no evaporador, m^3
V_{lc}	Volume de refrigerante líquido no condensador, m^3
$V_{lc,sub}$	Volume de refrigerante líquido subresfriado no condensador, m^3
V_{mc}	Volume da região mista no condensador, m^3
V_{oil}	Volume ocupado pelo óleo lubrificante na carcaça do compressor, m^3
V_s	Volume ocupado pelo refrigerante vapor na carcaça do compressor, m^3
V_{st}	Volume livre da carcaça do compressor, incluindo o volume de óleo, m^3
V_{vc}	Volume de refrigerante vapor no condensador, m^3
W	Pressão média efetiva de um compressor real com espaço morto, Pa
\dot{W}	Potência necessária à compressão do refrigerante, W
\dot{W}_v	Potência do motor do ventilador no evaporador, W
α	Título do refrigerante
α_e	Título do refrigerante na saída do tubo capilar
α_{eo}	Título do refrigerante na saída do evaporador
α_i	Título do refrigerante no início da região bifásica do tubo capilar
X_{tt}	Parâmetro de Lockhard-Martinelli
Y	Altura da aleta plana circular de igual área, m
z	Distância entre aletas adjacentes, m
z_a	Distância entre arames adjacentes, m
Z_{cs}	Fator de compressibilidade do refrigerante vapor superaquecido
Z_s	Fator de compressibilidade do refrigerante vapor saturado

ρ_{lc}	Densidade do refrigerante líquido saturado no condensador ,kg/m ³
$\rho_{lc,sub}$	Densidade do refrigerante líquido subresfriado no condensador ,kg/m ³
ρ_{oil}	Densidade do óleo ,kg/m ³
ρ_s	Densidade do refrigerante vapor na carcaça do compressor ,kg/m ³
ρ_v	Densidade do refrigerante vapor ,kg/m ³
Σ	Somatório
σ_{sb}	Constante de Stefan-Boltzmann ,W/m ² .K ⁴
ϵ	Emissividade
ϵ_a	Emissividade do material dos arames
ϵ_t	Emissividade do material dos tubos
λ	Parâmetro dado pela equação (8.41)

Os parâmetros descritos no presente trabalho, são dados de acordo com o Sistema Internacional de Unidades (SI).

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo apresentar um modelo numérico capaz de simular o comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos. Para tanto o modelo leva em consideração a presença dos seguintes componentes: condensador, evaporador, compressor hermético alternativo e um tubo capilar. O modelo é capaz ainda de simular refrigeradores que empregam condensadores com movimentação forçada ou natural de ar.

Como característica adicional, as resistências térmicas, necessárias à avaliação das trocas de calor, tanto do lado interno como do lado externo dos trocadores de calor, são avaliadas internamente pelo programa em cada intervalo de tempo.

Comparações entre resultados numéricos e experimentais são apresentados e discutidos.

Uma análise de sensibilidade, com o objetivo de mostrar as potencialidades do programa, é também apresentada.

ABSTRACT

The objective of this work is to present a numerical model able to simulate the dynamic behaviour of domestic refrigerators. In doing so the model takes into account the following components: condenser, evaporator, hermetic reciprocating compressor and a capillary tube. The model is also able to simulate both forced and natural-draft condensers.

As an additional feature the thermal resistances, needed to evaluate the heat exchanges, both in the air and refrigerant sides of the heat exchangers, are internally computed by the program in each time step.

Comparisons between numerical and experimental results are presented and discussed.

A sensitivity analysis, to illustrate the potentialities of the program, is also presented.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Durante muito tempo o único procedimento disponível, para a análise e desenvolvimento de refrigeradores domésticos consistia na utilização de testes experimentais, realizados de acordo com normalizações específicas, como por exemplo a apresentada na referência [1].

Tais testes exigem, normalmente, um período de aproximadamente 24 horas para sua realização, considerando-se tanto o tempo de ensaio, propriamente dito, como o tempo necessário para o estabelecimento das condições iniciais de regime permanente no interior da câmara de testes.

Recentemente, a preocupação com a conservação de energia, e também, a necessidade de substituir-se o refrigerante 12, em vista de seu alto poder de depleção da camada de ozônio da estratosfera, fizeram com que a frequência de realização de tais testes atingisse valores bastante elevados.

Uma forma de se agilizar o problema acima mencionado, consiste na utilização de modelos de simulação numérica em computadores.

Particularmente em refrigeradores domésticos, os quais são normalmente controlados por termostatos, condições de regime permanente são raramente obtidas. Isto faz com que os modelos numéricos a serem empregados neste tipo de aplicação, devam ser capazes de prever a evolução de variáveis físicas, tais como temperatura e pressão, em diversos pontos da instalação de refrigeração, em função do tempo.

Infelizmente a maioria dos programas dinâmicos existentes para a simulação de instalações de refrigeração, prestam-se tão somente a unidades de condicionamento de ar [2,3,4,5].

Considerando a inexistência de um programa específico para refrigeradores domésticos, torna-se então necessário o desenvolvimento de tal ferramenta computacional, com a ressalva que a mesma deve prestar-se à simulação de refrigeradores dotados de condensadores com movimentação forçada ou natural de ar, como forma de atender, respectivamente, os mercados externo e interno.

No modelo a ser apresentado, os processos de transporte que ocorrem continuamente nos componentes do refrigerador doméstico, são idealizados por uma seqüência de pequenos intervalos de tempo. Cada componente do sistema foi modelado empregando-se um ou mais volumes de controle, de acordo com a necessidade.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção, tanto do lado interno como do lado externo dos trocadores, são avaliados continuamente durante a simulação.

A presença do óleo na carcaça do compressor e sua interação com o refrigerante na fase vapor são também considerados.

Estabelecendo as equações da conservação da massa e da energia, para cada volume de controle, e utilizando alguns parâmetros empíricos, consegue-se um conjunto de equações algébricas e diferenciais que, uma vez resolvidas, fornecem os parâmetros fundamentais do sistema para diferentes condições de operação.

Neste trabalho, é apresentada a metodologia empregada na modelação dos componentes do refrigerador, dando especial ênfase à avaliação das trocas de calor tanto do lado interno como do lado externo do condensador e do evaporador. Comparações entre resultados computacionais e experimentais, bem como uma análise de sensibilidade do programa são também apresentados.

CAPÍTULO 2

MODELO DO COMPRESSOR

O compressor modelado é um compressor hermético alternativo, com um único cilindro, como mostrado esquematicamente na Figura 2.1.

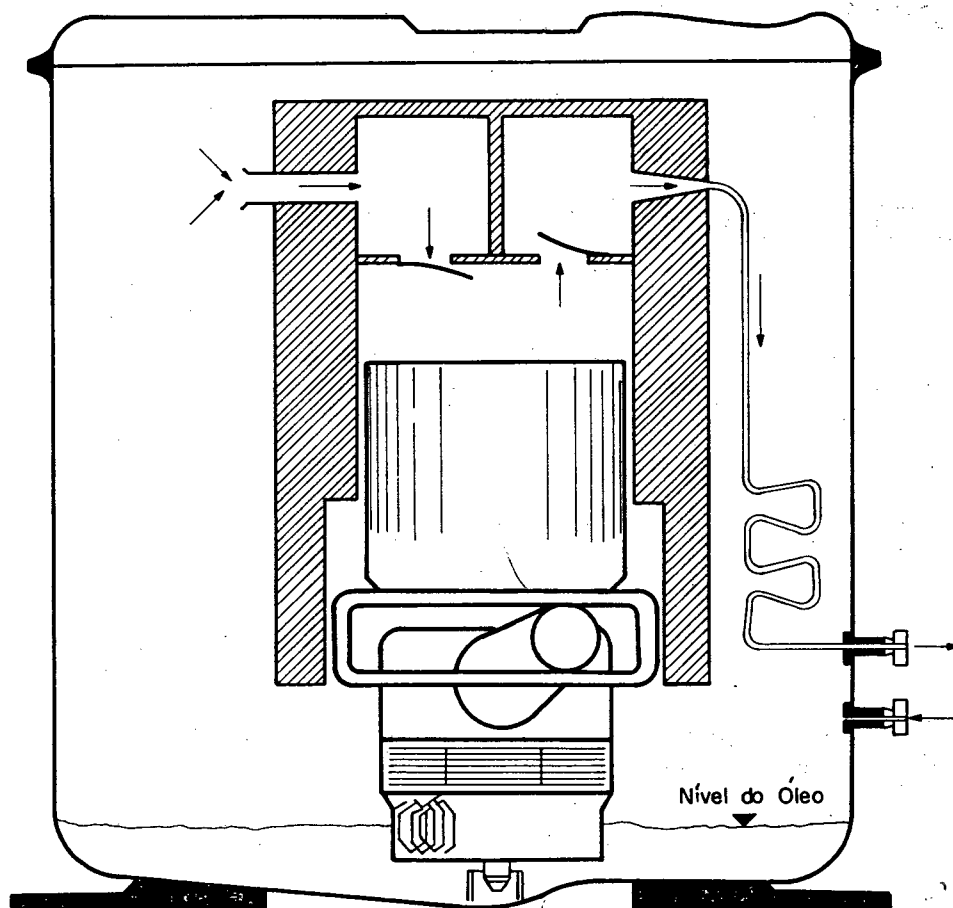


Figura 2.1 - Esquema de um compressor hermético alternativo.

O modelo matemático proposto, segue em linhas gerais, a modelação apresentada na referência [2]. Para tanto, fazem-se necessárias as seguintes hipóteses simplificativas:

a) Processo de Compressão Politrópico

O processo de compressão real possui um comportamento distinto do processo de compressão ideal, como mostrado na Figura 2.2.

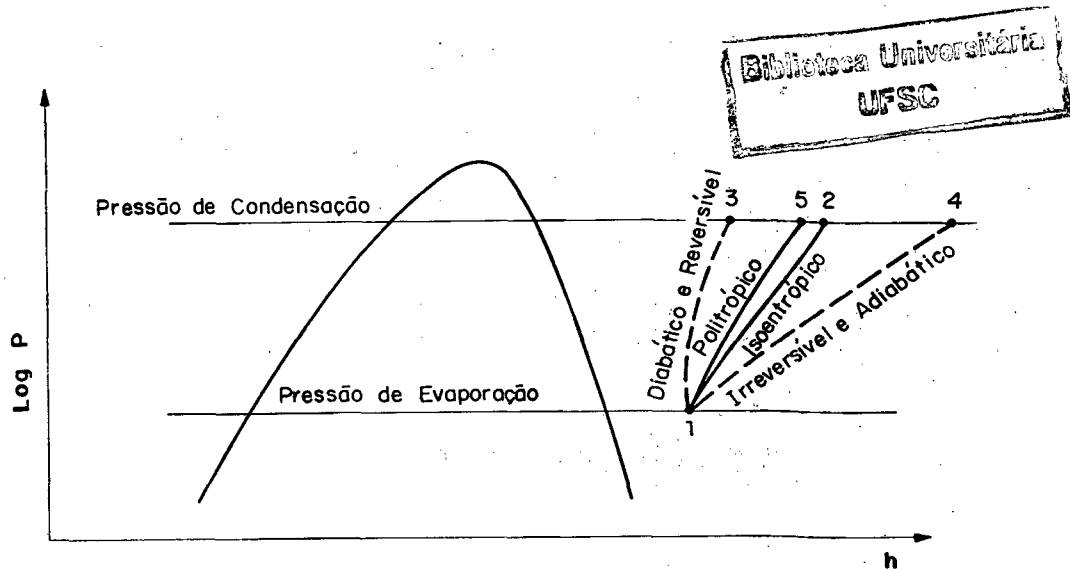


Figura 2.2 - Diagrama log P-h.

O processo de compressão ideal, representado na Figura 2.2 pela linha $\overline{1-2}$, é um processo adiabático e reversível, e por consequência, isoentrópico.

No processo de compressão real, o refrigerante está sujeito a trocas de calor durante a compressão (processo diabático), o que tende a reduzir a entalpia de descarga do mesmo (ponto 3). Por outro lado ocorrem, também, irreversibilidades durante o processo de compressão, o que tende a aumentar a entalpia de descarga do refrigerante (ponto 4). A ação conjunta destes dois efeitos, faz com que, o processo de compressão real (politrópico), aproxime-se bastante do processo de compressão isoentrópico (ideal).

Neste trabalho, considerar-se-á que o processo de compressão será regido por uma transformação politrópica, de acordo com a equação $Pv^n = \text{constante}$. Tal transformação é representada, na Figura 2.2, pela linha $\overline{1-5}$.

b) Rotação do Motor Constante

Durante o tempo de operação do compressor, considerar-se-á que o motor elétrico funcionará com uma rotação sempre constante, independentemente de oscilações da tensão na rede de energia elétrica, como mostrado na Figura 2.3.

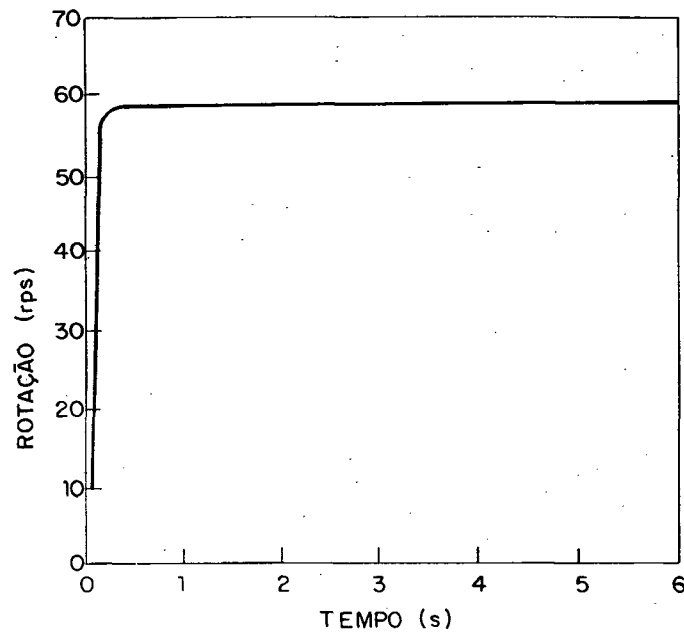


Figura 2.3 - Rotação do compressor em função do tempo.

Somente, nos momentos iniciais após a partida do compressor, utilizar-se-á uma expressão empírica, para determinar a variação da rotação com o tempo de operação do compressor.

c) Quedas de Pressão nas Válvulas de Sucção e Descarga são Desprezadas

Considerar-se-á que o vapor escoando, através das válvulas de sucção e descarga do compressor, não sofre uma queda significativa de pressão. Porém, a redução da eficiência volumétrica causada pela diferença de pressão entre o vapor no interior da carcaça e o vapor no interior do cilindro, será

considerada posteriormente, através de um fator de correção, deduzido no Apêndice A.

2.1 Compressor Ideal com Volume Morto

Em compressores reais, é impossível fazer o êmbolo varrer totalmente o volume disponível. No ponto morto superior sempre haverá um pequeno volume residual de vapor nos orifícios das válvulas e no espaço entre o topo do êmbolo e a parte superior do cilindro, necessário para acomodar as tolerâncias de fabricação.

Este volume denominado morto, representado por V_{cla} , é normalmente expresso como uma fração, c , do volume deslocado, V_d .

$$V_{cla} = c V_d \quad (2.1)$$

O efeito do volume morto sobre o desempenho de um compressor alternativo é mostrado esquematicamente na Figura 2.4, a seguir:

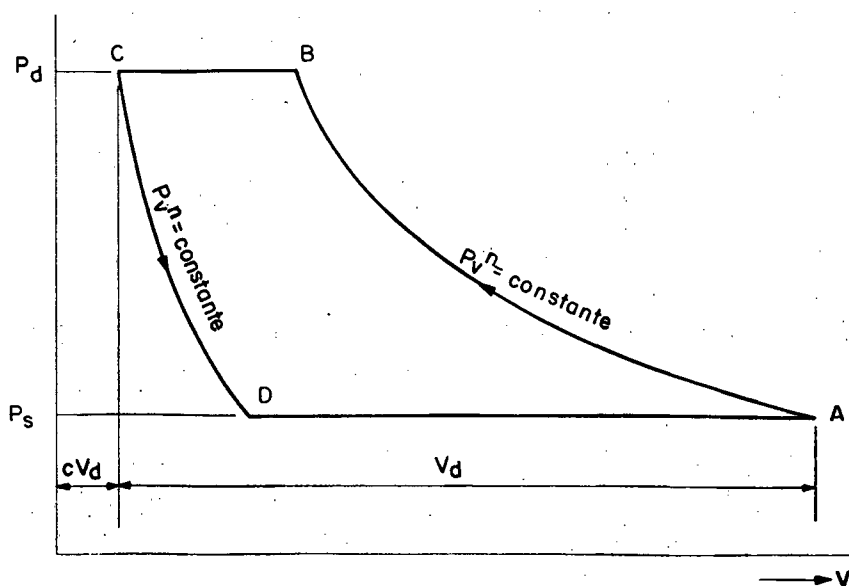


Figura 2.4 - Diagrama pressão x volume de um compressor ideal com volume morto.

Definindo, conforme a referência [6], eficiência volumétrica, η_v , como sendo a relação entre o volume efetivamente aspirado e o volume máximo possível de ser aspirado, obtém-se de acordo com a Figura 2.4:

$$\eta_v = \frac{V_A - V_D}{V_d} \quad (2.2)$$

$$\text{onde } V_A = (1+c)V_d \quad (2.3)$$

$$\text{e } V_D = \left[\frac{V_D}{V_C} \right] V_C = c \left[\frac{V_D}{V_C} \right] V_d \quad (2.4)$$

Substituindo (2.3) e (2.4) em (2.2), e rearranjando, obtém-se:

$$\eta_v = 1 + c - c \left[\frac{V_D}{V_C} \right] \quad (2.5)$$

Como a massa de refrigerante contida no cilindro nas posições C e D, não varia, conclui-se que a relação dos volumes D e C é igual à relação dos respectivos volumes específicos. Assim, pode-se escrever:

$$\eta_v = 1 + c - c \left[\frac{v_D}{v_C} \right] \quad (2.6)$$

Considerando o processo de réexpansão como sendo politrópico, tem-se:

$$P_C v_C^n = P_D v_D^n \quad (2.7)$$

Considerando que os processos de admissão e descarga ocorrem à pressão constante, a relação entre os volumes específicos, indicada na equação (2.6), pode ser reduzida a:

$$\frac{v_d}{v_c} = \left[\frac{P_d}{P_s} \right]^{1/n} \quad (2.8)$$

onde P_d e P_s representam respectivamente, a pressão de descarga e sucção.

Finalmente, substituindo a equação (2.8) na equação (2.6), obtém-se:

$$\eta_v = 1 + c - c \left[\frac{P_d}{P_s} \right]^{1/n} \quad (2.9)$$

Para a determinação do fluxo de massa deslocado pelo compressor torna-se necessário, inicialmente, obter o deslocamento volumétrico do compressor, \dot{V}_d ,

$$\dot{V}_d = N V_d \quad (2.10)$$

onde N representa a rotação do compressor.

Determinado o deslocamento volumétrico, o fluxo de massa deslocado pelo compressor, pode ser obtido da equação a seguir:

$$\dot{m}_1 = \eta_v \dot{V}_d \rho_s \alpha \quad (2.11)$$

aonde ρ_s e α representam respectivamente, a densidade do refrigerante vapor na sucção do compressor e o fator de correção.

O parâmetro, α , no modelo em questão, é considerado como um dado de entrada. Tal parâmetro deve refletir as alterações no fluxo de massa decorrentes de vazamentos de refrigerante, que ocorrem nas válvulas e na folga êmbolo/cilindro, e das variações do volume específico do refrigerante no curso de admissão. No Apêndice A, mostra-se o processo adotado na determinação do parâmetro α a partir de dados experimentais.

Para a determinação da potência necessária à compressão do refrigerante, torna-se necessário o conhecimento da pressão média efetiva, W , de um compressor real com espaço morto, que segundo Gosney [6] é dada por:

$$W = P_s \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \eta_v \quad (2.12)$$

Assim, a potência necessária à compressão do refrigerante, W , pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_s} W \quad (2.13)$$

Substituindo as equações (2.10), (2.11) e (2.12) na equação (2.13), obtém-se:

$$\dot{W} = \left(\frac{n}{n-1} \right) N \propto \eta_v P_s V_d \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (2.14)$$

Desprezando as perdas de energia no êmbolo do compressor e nas válvulas de sucção e descarga, e considerando o processo como adiabático, a entalpia do refrigerante vapor superaquecido, h_1 , deixando a válvula de descarga é dada por:

$$h_1 = h_s + \frac{\dot{W}}{\dot{m}_1} \quad (2.15)$$

A energia, E_m , consumida pelo motor do compressor é expressa como:

$$E_m = \frac{\dot{W}}{\eta_T} \quad (2.16)$$

onde η_T representa a eficiência global do compressor.

Parte da energia consumida pelo motor do compressor, é transformada em calor devido às perdas por atrito no compressor e no motor elétrico. Assim,

$$E_m = W + H_m \quad (2.17)$$

onde H_m representa a taxa de energia liberada pelo compressor na forma de calor.

Considerando as equações (2.16) e (2.17), obtém-se:

$$H_m = W \left[\frac{1}{\eta_T} - 1 \right] \quad (2.18)$$

A temperatura do refrigerante vapor no final da etapa de compressão é determinada, utilizando a equação de estado dos gases perfeitos e a equação (2.7),

$$T_1 = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(n-1)/n} \quad (2.19)$$

onde T_s representa a temperatura absoluta do refrigerante vapor entrando na válvula de sucção do compressor.

Convém observar que, a condição do refrigerante na linha de descarga do compressor é suposta como sendo igual à condição do mesmo no final da etapa de compressão, pois as trocas de calor existentes entre a linha de descarga e o refrigerante no interior da carcaça do compressor são desprezadas. Resultados experimentais, obtidos posteriormente, mostram uma queda de até 80°C na temperatura do refrigerante entre estes dois pontos (ver Figura 9.23).

CAPÍTULO 3

MODELO DO CONDENSADOR

Indispensável em um sistema de refrigeração, o condensador é o responsável direto pela transferência de calor do sistema de refrigeração para o fluido de resfriamento, que tanto pode ser ar como água.

Condensadores, para refrigeradores domésticos, utilizam o ar como fluido de resfriamento, sendo que a movimentação do mesmo, pode ocorrer de maneira forçada ou natural. No Brasil, praticamente todos os refrigeradores domésticos empregam condensadores do tipo arame sobre tubo com movimentação natural de ar. Esta prática, entretanto, não tem caráter universal.

Assim sendo, abordar-se-ão neste trabalho, ambos os tipos de condensadores.

3.1 Equações da Conservação

Os processos de transporte que ocorrem no condensador, são descritos matematicamente através de leis físicas que governam a conservação das quantidades sendo transportadas. Na obtenção das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e da energia, são utilizadas as seguintes hipóteses simplificativas:

- a) escoamento homogêneo e unidirecional
- b) energia cinética e dissipação viscosa do fluido são desprezíveis
- c) variações de energia potencial e condução axial são desprezíveis
- d) ausência de perda de carga ao longo das canalizações
- e) trabalho associado com a mudança temporal da pressão desprezível

3.2 Modelo do Condensador com Movimentação Forçada de Ar

No sistema de refrigeração considerado, cada componente é modelado empregando-se um ou mais volumes de controle, de acordo com a necessidade.

A divisão do condensador em volumes de controle é necessária, pois considera-se que os processos de transferência de calor, neste componente, ocorrem em três regiões distintas. A região de superaquecimento, onde apenas refrigerante vapor superaquecido está presente, a região de saturação que contém refrigerante saturado e a região de subresfriamento que contém refrigerante líquido subresfriado. Esta divisão hipotética do condensador é comumente adotada na literatura especializada [2,7], apesar de se saber, por exemplo, que pode ocorrer condensação de parte do refrigerante ainda na região de superaquecimento.

Assim, o condensador é modelado através de um volume de controle para a região de superaquecimento, outro para a região de saturação e outro para a região de subresfriamento. Em cada volume de controle, assume-se que o fluido refrigerante está bem misturado, ou seja, que seu estado na saída e no interior do volume de controle sejam idênticos.

3.2.1 Região de Superaquecimento

A linha de descarga, assim como as outras canalizações, não está sendo considerada no programa geral de simulação. Os efeitos da transferência de calor nesta linha são aproximados, através da adição de seu comprimento ao comprimento do condensador.

Assim, a condição do refrigerante na entrada do condensador, é suposta como sendo igual à condição na descarga do compressor.

Para o estabelecimento das equações básicas da região de superaquecimento, considere-se a Figura 3.1.

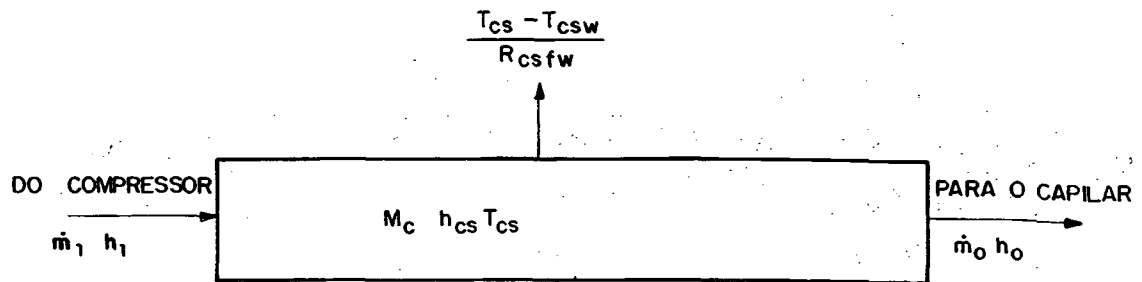


Figura 3.1 - Volume de controle para o condensador totalmente superaquecido.

onde \dot{m}_0 , M_c e h_0 representam respectivamente, o fluxo de massa através do tubo capilar, a massa de refrigerante no condensador e a entalpia do refrigerante na entrada do tubo capilar.

As variáveis representadas nesta e nas figuras subseqüentes, não citadas no texto, encontram-se descritas na lista de símbolos.

Aplicando a equação da conservação da massa no volume de controle, obtém-se:

$$\frac{d(M_c)}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_0 \quad (3.1)$$

Para a aplicação da equação da conservação da energia, considere-se o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 3.2.

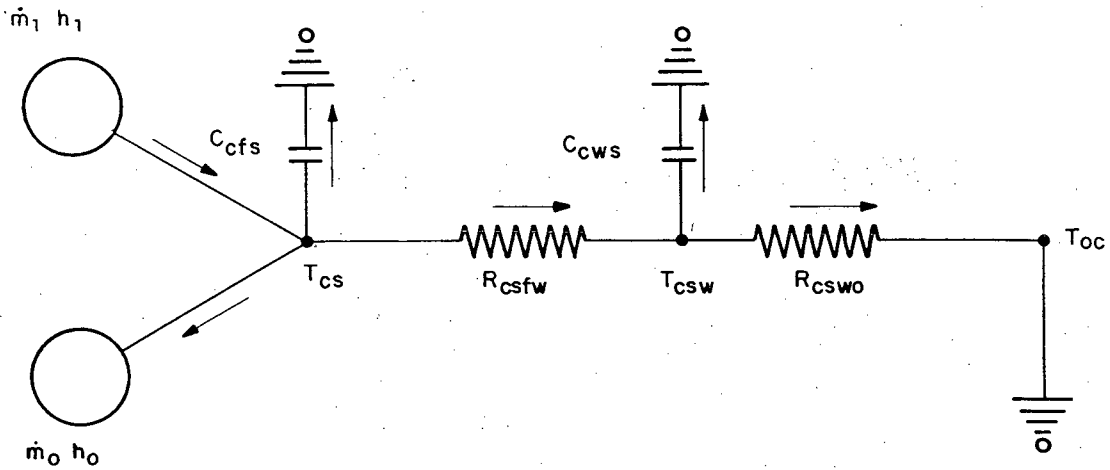


Figura 3.2 - Circuito elétrico análogo para o condensador contendo apenas refrigerante superaquecido.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 3.2, obtém-se:

$$\frac{d(C_{cfs} T_{cs})}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_o h_o - \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csfw}} \quad (3.2)$$

$$\frac{d(C_{cws} T_{csw})}{dt} = \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csfw}} - \frac{(T_{csw} - T_{oc})}{R_{csw0}} \quad (3.3)$$

A capacidade térmica do material do condensador, C_{cws} , é obtida através da seguinte expressão:

$$C_{cws} = \frac{\pi}{4} (D_{co}^2 - D_{ci}^2) L_c \rho_{cw} C_{p_{cw}} \quad (3.4)$$

Aproximando a variação da energia interna pela variação da entalpia, obtém-se:

$$\frac{d(C_{cfs} T_{cs})}{dt} = \frac{d(M h_{cs})}{dt} \quad (3.5)$$

Considerando que o estado do refrigerante na saída e no interior do volume de controle são idênticos, tem-se que:

$$h_o = h_{cs} \quad (3.6)$$

Combinando as equações (3.2), (3.5) e (3.6), obtém-se:

$$\frac{d(M h_{cs})}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_o h_{cs} - \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csfw}} \quad (3.7)$$

Substituindo a equação (3.1) na equação acima, resulta:

$$\frac{d(h_{cs})}{dt} = \frac{1}{M_c} \left[\dot{m}_1 (h_1 - h_{cs}) - \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csfw}} \right] \quad (3.8)$$

Integrando as equações (3.1) e (3.8) obtém-se respectivamente, a massa e a entalpia do refrigerante para o novo instante de tempo. Através de regressões polinomiais do tipo $T_{cs} = T_{cs}(h_{cs}, P_d)$ e $Z_{cs} = Z_{cs}(T_{cs}, P_d)$ obtém-se respectivamente, a temperatura e o fator de compressibilidade do refrigerante. A pressão no novo instante de tempo, é calculada de acordo com a seguinte expressão:

$$P_d = P_{d*} (Z_{cs} M_c T_{cs}) / (Z_{cs*} M_{c*} T_{cs*}) \quad (3.9)$$

onde o asterisco indica o instante de tempo anterior e T_{cs} representa a temperatura do vapor superaquecido no condensador.

A temperatura da parede do condensador, T_{csw} , no novo instante de tempo, é então obtida através da integração da equação (3.3).

3.2.2 Região Mista

Com a transferência de calor do refrigerante, na condição de vapor superaquecido, para a parede do condensador e desta para o ambiente externo, o refrigerante vapor começa a desuperaquecer até o instante em que se inicia o processo de condensação. No momento em que isto ocorre, a região que contém refrigerante vapor superaquecido e refrigerante saturado, chamada de região mista, é considerada como sendo a região característica do condensador.

Em condensadores que utilizam movimentação forçada de ar, o comprimento da região necessária ao desuperaquecimento do refrigerante vapor, é relativamente pequena. Isto faz com que, as condições predominantes na região mista sejam aproximadas como as de saturação. Isto não ocorre, entretanto, em condensadores do tipo arame sobre tubo com movimentação natural de ar. Nestes condensadores, a região de desuperaquecimento do vapor ocupa um comprimento significativo do condensador, fazendo com que sua influência deva ser considerada na determinação da região mista.

Para o estabelecimento das equações básicas da região mista do condensador, considere-se a Figura 3.3.

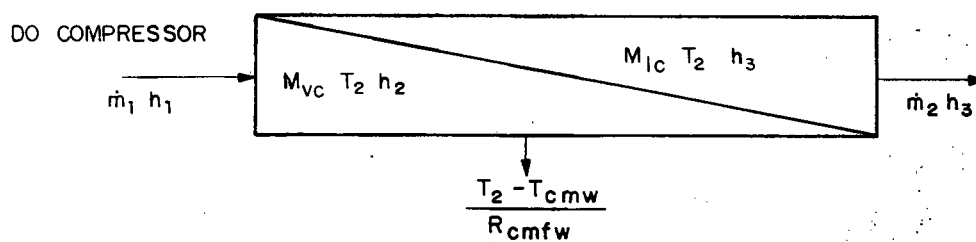


Figura 3.3 - Volume de controle para a região mista do condensador com movimentação forçada de ar.

Aplicando a lei da conservação da massa no volume de controle, obtém-se:

$$\frac{d(M_{mc})}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (3.10)$$

onde M_{mc} representa a massa de refrigerante na região mista e é dada por:

$$M_{mc} = M_{vc} + M_{lc} \quad (3.11)$$

Convém observar que, o fluxo de massa de refrigerante líquido saturado deixando a região mista, \dot{m}_2 , é igual ao fluxo de massa de refrigerante na saída do condensador, pois considera-se o refrigerante líquido essencialmente como incompressível. Desta forma tem-se:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_o \quad (3.12)$$

Combinando as equações (3.10), (3.11) e (3.12), obtém-se a taxa de variação da massa de refrigerante vapor na região mista:

$$\frac{d(M_{vc})}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_o - \dot{m}_{lc} \quad (3.13)$$

onde \dot{m}_{1c} representa a taxa de variação da massa de refrigerante líquido no condensador.

Para a aplicação da equação da conservação da energia, considera-se o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 3.4.

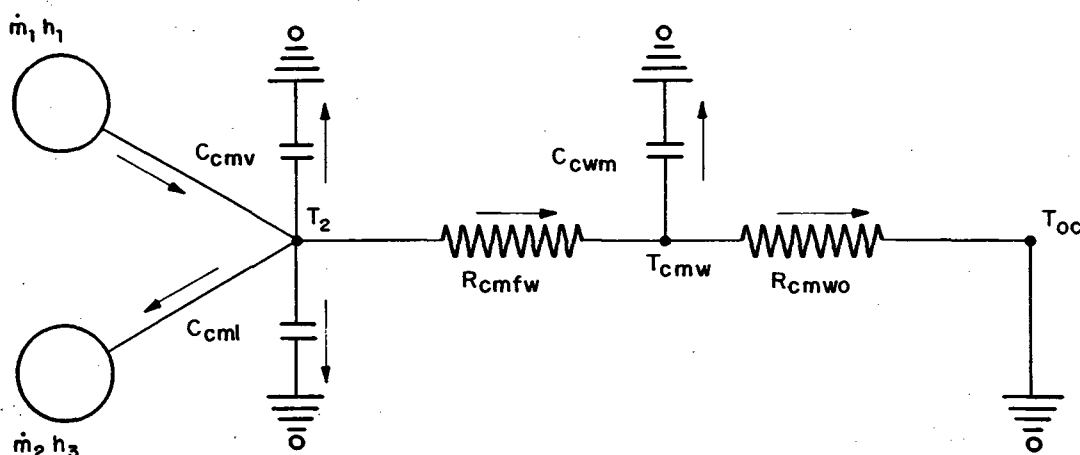


Figura 3.4 - Circuito elétrico análogo para a região mista do condensador com movimentação forçada de ar.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 3.4, tem-se:

$$\frac{d(C_{cmv} T_2)}{dt} + \frac{d(C_{cml} T_2)}{dt} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_3 - \frac{(T_2 - T_{cmw})}{R_{cmfw}} \quad (3.14)$$

$$\frac{d(C_{cwm} T_{cmw})}{dt} = \frac{(T_2 - T_{cmw})}{R_{cmfw}} - \frac{(T_{cmw} - T_{oc})}{R_{cmwo}} \quad (3.15)$$

onde C_{cwm} representa a capacidade térmica do material do condensador e é dada por:

$$C_{cwm} = \frac{\pi}{4} (D_{co}^2 - D_{cl}^2) \rho_{cw} L C_{p_{cw}} \quad (3.16)$$

sendo que L_{mc} representa o comprimento da região saturada (mista).

A exemplo da região superaquecida, a variação da energia interna é aproximada pela variação da entalpia, obtendo-se:

$$\frac{d(C_{cmv} T_2)}{dt} = \frac{d(M_{vc} h_2)}{dt} \quad (3.17)$$

$$\frac{d(C_{cmf} T_2)}{dt} = \frac{d(M_{lc} h_3)}{dt} \quad (3.18)$$

Combinando as equações (3.12), (3.13), (3.14), (3.17) e (3.18), e desprezando a variação da entalpia do refrigerante com a pressão, tanto na fase líquida como vapor, obtém-se:

$$\dot{m}_{lc} = \left[\dot{m}_1 (h_2 - h_1) + \dot{m}_o (h_3 - h_2) + \left(\frac{T_2 - T_{cmw}}{R_{cmfw}} \right) \right] \frac{1}{(h_2 - h_3)} \quad (3.19)$$

Integrando as equações (3.10) e (3.19) obtém-se respectivamente, a massa total e a massa de refrigerante líquido no condensador. A massa de refrigerante vapor, M_{vc} , nesta região, é obtida a partir da equação (3.11).

Para a determinação da massa de refrigerante líquido saturado, M_{lcs} , assume-se que o título do vapor no condensador, varia linearmente ao longo de seu comprimento. Esta aproximação representa um balanço entre um modelo simplificado e a situação real no condensador. Assim sendo, a massa de refrigerante saturado, nas fases líquida e vapor, são iguais:

$$M_{lcs} = M_{vc} \quad (3.20)$$

O comprimento da região saturada (mista), L_{mc} , é determinado através da seguinte expressão:

$$L_{mc} = L_c - L_{lc,sub} \quad (3.21)$$

onde $L_{lc,sub}$ corresponde ao comprimento da região subresfriada (ver item 3.2.3).

Através de uma regressão polinomial do tipo $\rho_{lc} = \rho_{lc}(T_2)$ obtém-se a densidade do líquido saturado na região mista. Conhecendo o volume de líquido subresfriado, $V_{lc,sub}$, que também será determinado posteriormente, pode-se obter o volume de líquido, V_{lc} , e de vapor, V_{vc} , através das seguintes equações:

$$V_{lc} = \frac{M_{lcs}}{\rho_{lc}} + V_{lc,sub} \quad (3.22)$$

$$V_{vc} = V_c - V_{lc} \quad (3.23)$$

Através de regressões polinomiais pode-se determinar as variáveis T_2 , h_2 , h_3 e Z_s , todas em função da pressão existente no instante de tempo anterior.

A pressão no novo instante de tempo, é então calculada através da seguinte expressão:

$$P_d = P_{d*} (V_{vc*} M_{vc*} Z_{s*} T_{2*}) / (V_{vc} M_{vc} Z_s T_2) \quad (3.24)$$

A temperatura da parede do condensador, T_{cmw} , pode então ser obtida através da integração da equação (3.15).

Convém observar que, a capacidade térmica assim como também as resistências térmicas desta região, indicadas nas equações anteriores, são dependentes do comprimento L_{mc} . Tal comprimento é avaliado em cada instante de tempo e atualiza respectivamente, a capacidade térmica através da equação (3.16), e as resistências térmicas de acordo com as seguintes expressões:

$$R_{cmfw} = R_{cmfw*} \frac{L_{mc}}{L_{mc*}} \quad (3.25)$$

$$R_{cmwo} = R_{cmwo*} \frac{L_{mc}}{L_{mc*}} \quad (3.26)$$

Se a região mista ocupar toda a extensão do condensador, ou seja, quando não houver refrigerante na condição de líquido subresfriado no condensador, a entalpia do refrigerante líquido entrando no tubo capilar, h_o , será dada por:

$$h_o = h_3 \quad (3.27)$$

3.2.3 Região de Subresfriamento

A massa de refrigerante líquido subresfriado presente no condensador, $M_{lc,sub}$, pode ser obtida através da seguinte equação:

$$M_{lc,sub} = M_{lc} - M_{lcs} \quad (3.28)$$

Observa-se desta maneira, que a consideração de uma variação linear do título (ver equação (3.20)), influencia consideravelmente a determinação da quantidade de refrigerante líquido subresfriado presente no condensador e, conseqüentemente, a temperatura do refrigerante na saída do condensador. A implicação desta consideração nos resultados finais do programa, será discutida no Capítulo 9.

A Figura 3.5, mostra o volume de controle utilizado para a região de subresfriamento do condensador.

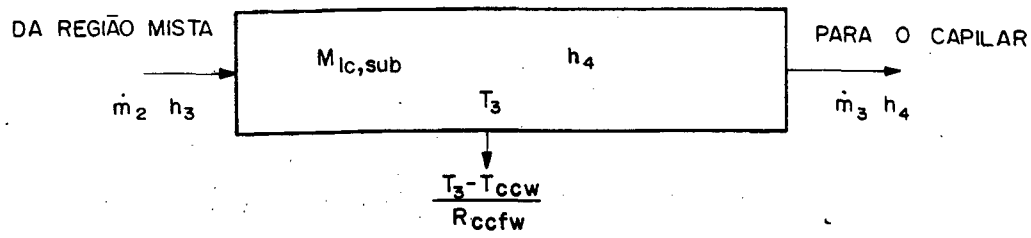


Figura 3.5 - Volume de controle para a região de subresfriamento.

Considerando o refrigerante líquido como incompressível, tem-se:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_o \quad (3.29)$$

Para a aplicação da equação da conservação da energia, considere-se o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 3.6.

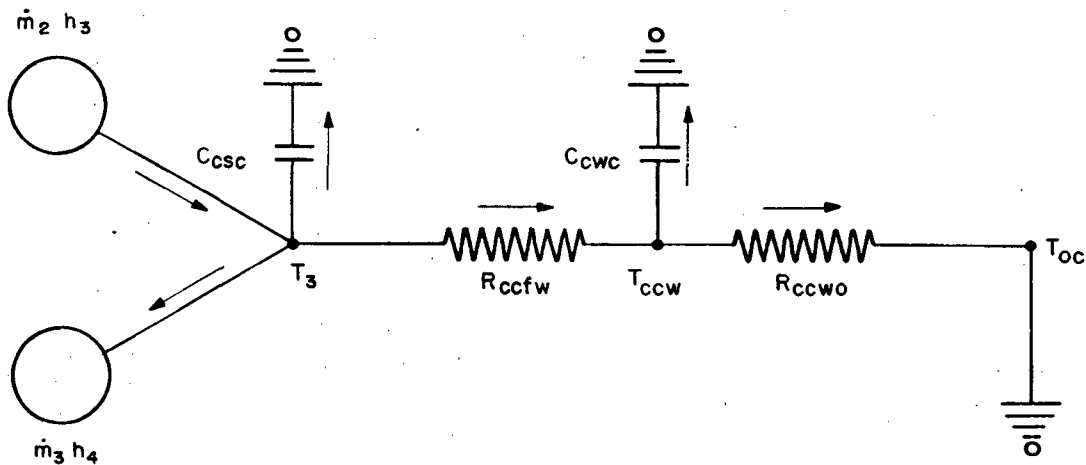


Figura 3.6 - Circuito elétrico análogo para a região de subresfriamento.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 3.6, obtém-se:

$$\frac{d(C_{csc} T_3)}{dt} = \dot{m}_2 h_3 - \dot{m}_3 h_4 - \frac{(T_3 - T_{ccw})}{R_{ccfw}} \quad (3.30)$$

$$\frac{d(C_{cwc} T_{ccw})}{dt} = \frac{(T_3 - T_{ccw})}{R_{ccfw}} - \frac{(T_{ccw} - T_{oc})}{R_{ccwo}} \quad (3.31)$$

onde a capacidade térmica do material do condensador na região de subresfriamento, C_{cwc} , é dada por:

$$C_{cwc} = \frac{\pi}{4} (D_{co}^2 - D_{ci}^2) \rho_{cw} L_{lc,sub} C_{p,cw} \quad (3.32)$$

A exemplo da região mista, a variação da energia interna é também aproximada pela variação da entalpia, obtendo-se:

$$\frac{d(C_{csc} T_3)}{dt} = \frac{d(M_{lc,sub} h_4)}{dt} \quad (3.33)$$

$$h_o = h_4 \quad (3.34)$$

Combinando as equações (3.29), (3.30), (3.33) e (3.34), obtém-se:

$$\frac{d(h_4)}{dt} = \frac{1}{M_{lc,sub}} \left[\dot{m}_o (h_3 - h_4) - \frac{(T_3 - T_{ccw})}{R_{ccfw}} \right] \quad (3.35)$$

Integrando a equação (3.35) obtém-se, a entalpia do refrigerante líquido subresfriado. A temperatura correspondente é obtida através de uma regressão polinomial do tipo $T_3 = T_3(h_4)$. Determinada esta temperatura, a temperatura da parede do condensador nesta região, T_{ccw} , é obtida através da integração da equação (3.31). A densidade do refrigerante líquido

subresfriado, $\rho_{lc,sub}$ é obtida através de regressão polinomial do tipo $\rho_{lc,sub} = \rho_{lc,sub}(T_3)$.

O volume ocupado pelo refrigerante líquido subresfriado, $V_{lc,sub}$, e o comprimento da região subresfriada do condensador, $L_{lc,sub}$, são então determinados através das seguintes expressões:

$$V_{lc,sub} = \frac{M_{lc,sub}}{\rho_{lc,sub}} \quad (3.36)$$

$$L_{lc,sub} = \left[\frac{V_{lc,sub}}{V_c} \right] L_c \quad (3.37)$$

Determinado o comprimento, $L_{lc,sub}$, a capacidade térmica é atualizada através da equação (3.32), e as resistências térmicas através das seguintes expressões:

$$R_{ccfw} = R_{ccfw,*} L_{lc,sub,*} / L_{lc,sub} \quad (3.38)$$

$$R_{ccwo} = R_{ccwo,*} L_{lc,sub,*} / L_{lc,sub} \quad (3.39)$$

onde o asterisco indica o instante de tempo anterior.

3.3 Modelo do Condensador com Movimentação Natural de Ar

Nos condensadores com movimentação natural de ar, as trocas de calor ocorrem com menor intensidade, devido às altas resistências térmicas envolvidas. Isto faz com que a região de superaquecimento, a qual ocupa neste caso, um comprimento significativo do condensador, não possa ser desprezada. Desta maneira, este modelo diferencia-se do anterior, apenas na modelação da região mista.

3.3.1 Região Mista

Considerar-se-á agora, a presença simultânea da região de superaquecimento com a região de saturação, como mostrado na Figura 3.7.

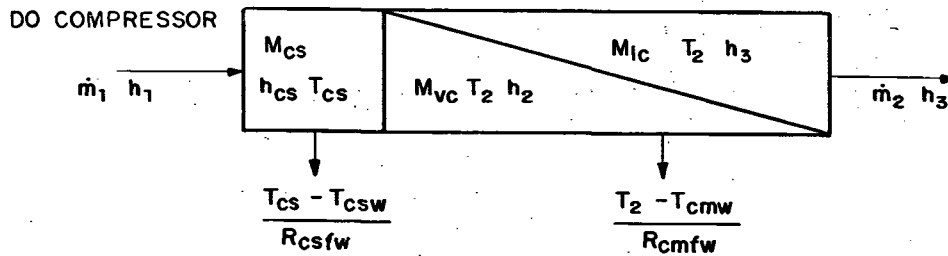


Figura 3.7 - Modelo da região mista do condensador com movimentação natural de ar.

Aplicando a equação da conservação da massa para a região mista, obtém-se:

$$\frac{d(M_{mc})}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (3.40)$$

A massa de refrigerante na região mista, M_{mc} , é dada, neste caso, por:

$$M_{mc} = M_{cs} + M_{vc} + M_{lc} \quad (3.41)$$

sendo que M_{cs} representa a massa de refrigerante na condição de vapor superaquecido presente no condensador.

Para a aplicação da equação da conservação da energia, considere-se o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 3.8.

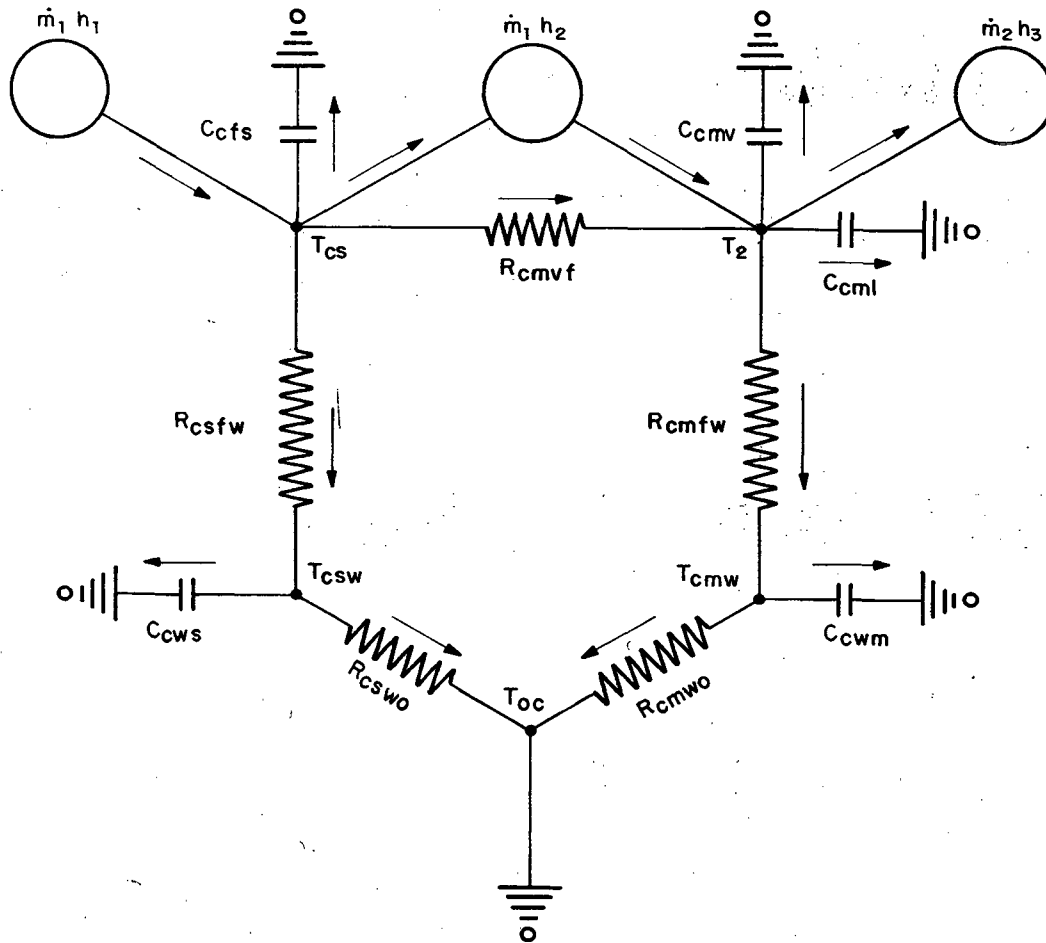


Figura 3.8 - Circuito elétrico análogo para a região mista do condensador com movimentação natural de ar.

Convém observar que, o fluxo de massa de refrigerante na saída da região de superaquecimento é assumido como sendo igual ao fluxo de massa de refrigerante na entrada do condensador. Isto deve-se ao fato de que, o tempo de permanência do refrigerante nesta região é curto. Assim tem-se:

$$\frac{d(M_{cs})}{dt} = 0 \quad (3.42)$$

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 3.8, e desprezando a troca de calor entre o refrigerante vapor superaquecido e o refrigerante vapor saturado (condução axial desprezível), obtém-se:

$$\frac{d(C_{cfs} T_{cs})}{dt} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) - \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csw}} \quad (3.43)$$

$$\frac{d(C_{cmv} T_2)}{dt} + \frac{d(C_{cml} T_2)}{dt} = \dot{m}_1 h_2 - \dot{m}_2 h_3 - \frac{(T_2 - T_{cmw})}{R_{cmw}} \quad (3.44)$$

$$\frac{d(C_{cws} T_{csw})}{dt} = \frac{(T_{cs} - T_{csw})}{R_{csw}} - \frac{(T_{csw} - T_{oc})}{R_{csw0}} \quad (3.45)$$

$$\frac{d(C_{cmw} T_{cmw})}{dt} = \frac{(T_2 - T_{cmw})}{R_{cmw}} - \frac{(T_{cmw} - T_{oc})}{R_{cmw0}} \quad (3.46)$$

Combinando as equações (3.12), (3.17), (3.18), (3.40), (3.41), (3.42) e (3.44), obtém-se:

$$\dot{m}_{lc} = \left[\dot{m}_0 (h_3 - h_2) + \frac{(T_2 - T_{cmw})}{R_{cmw}} \right] \frac{1}{(h_2 - h_3)} \quad (3.47)$$

Integrando as equações (3.40) e (3.47), obtém-se respectivamente, a massa total e a massa de refrigerante líquido no condensador.

Para a solução das equações (3.43) a (3.47) torna-se necessário o conhecimento das resistências térmicas, nas regiões de superaquecimento e de saturação. Tais resistências são dependentes dos comprimentos destas regiões, os quais por sua vez dependem da solução das equações mencionadas.

O procedimento adotado na solução desta questão, consistiu em retirar o caráter temporal da equação (3.43), e aproximar a temperatura do refrigerante vapor superaquecido, T_{cs} , como sendo a média entre as temperaturas de descarga do compressor, T_1 , e do refrigerante

saturado, T_2 , [8]. Assim,

$$T_{cs} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (3.48)$$

Desta forma a resistência térmica, R_{csfw} , pode ser calculada e da mesma, determinar-se o comprimento da região superaquecida, dada por:

$$L_{cs} = \frac{\dot{m}_1 (h_1 - h_2)}{\pi D_{ci} hc_{fs} (T_{cs} - T_{csw})} \quad (3.49)$$

onde hc_{fs} representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o refrigerante vapor superaquecido e a parede interna do condensador.

Através de regressão polinomial do tipo $\rho_{cs} = \rho_{cs}(P_d, T_{cs})$, pode-se determinar a densidade do refrigerante vapor superaquecido, e posteriormente obter a massa de refrigerante vapor superaquecido, M_{cs} , através da seguinte equação:

$$M_{cs} = \frac{\pi}{4} D_{ci}^2 L_{cs} \rho_{cs} \quad (3.50)$$

A massa de refrigerante vapor saturado, nesta região, é então obtida a partir da equação (3.41).

As aproximações utilizadas nas equações (3.42) e (3.43), significam apenas que, durante o intervalo de tempo utilizado na simulação (0,03 segundos), tanto a massa como a temperatura do vapor superaquecido foram consideradas como constantes.

Ao longo da simulação, entretanto, tais variáveis sofrem variação com o tempo, o que fica evidenciado pelas equações (3.48), (3.49) e (3.50).

O comprimento da região saturada, L_{mc} , é obtido a partir da seguinte expressão:

$$L_{mc} = L_c - L_{cs} - L_{lc,sub} \quad (3.51)$$

onde o comprimento da região subresfriada, $L_{lc,sub}$, é determinado como descrito no item 3.2.3.

O volume de líquido e de vapor no condensador, a pressão no novo instante de tempo e a temperatura da parede do condensador na região superaquecida, T_{csw} , são determinados respectivamente, através das equações (3.22), (3.23), (3.24) e (3.45).

Determinados os comprimentos, L_{cs} e L_{mc} , as capacidades térmicas são atualizadas através das equações (3.4) e (3.16), e as resistências térmicas através das seguintes equações:

$$R_{csfw} = R_{csfw*} L_{cs*} / L_{cs} \quad (3.52)$$

$$R_{csw0} = R_{csw0*} L_{cs*} / L_{cs} \quad (3.53)$$

$$R_{cmfw} = R_{cmfw*} L_{mc*} / L_{mc} \quad (3.54)$$

$$R_{cmw0} = R_{cmw0*} L_{mc*} / L_{mc} \quad (3.55)$$

onde o asterisco representa os valores das variáveis no instante de tempo anterior.

CAPÍTULO 4

MODELO DO EVAPORADOR

Nos refrigeradores domésticos de fabricação nacional, o lado de baixa pressão é, geralmente, constituído por um evaporador e pela carcaça do compressor. Assim sendo, apresentar-se-á neste capítulo o desenvolvimento do modelo matemático para o evaporador, e no capítulo seguinte para a carcaça do compressor.

Inicialmente torna-se necessário identificar os fluxos de refrigerante no lado de baixa pressão do sistema, o que pode ser feito com o auxílio da Figura 4.1.

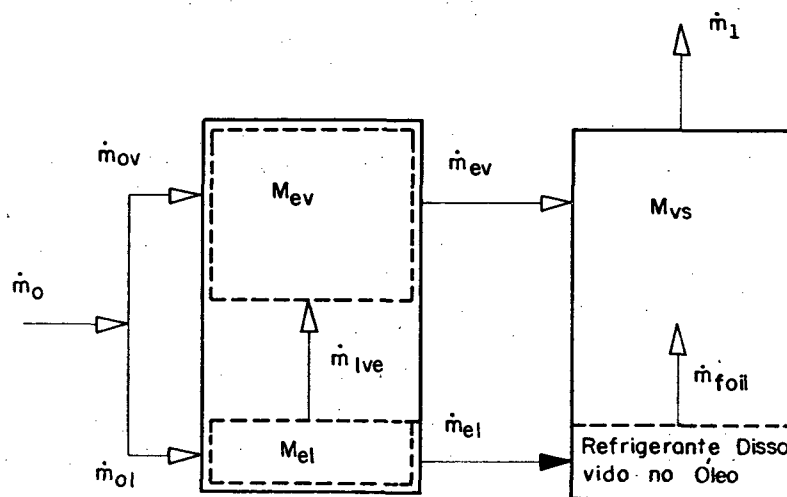


Figura 4.1 - Distribuição de refrigerante no lado de baixa pressão do sistema.

O fluxo de refrigerante vindo do dispositivo de expansão, e entrando no evaporador, \dot{m}_0 , constitui-se de refrigerante nas fases líquida, \dot{m}_{ol} , e vapor, \dot{m}_{ov} . Parte do refrigerante líquido presente no evaporador é evaporado,

\dot{m}_{1ve} , em decorrência de trocas de calor com o meio ambiente. O refrigerante na condição de vapor saturado mais as parcelas de líquido evaporado e de vapor vindo do dispositivo de expansão, absorve calor e torna-se vapor superaquecido, escoando posteriormente para a carcaça do compressor, \dot{m}_{ev} .

O título do refrigerante, α_e , deixando o dispositivo de expansão e entrando no evaporador, pode ser obtido através da seguinte expressão:

$$\alpha_e = \frac{h_o - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}} \quad (4.1)$$

onde h_{vs} e h_{ls} representam respectivamente, a entalpia do refrigerante nas fases vapor e líquido saturado correspondente à pressão de sucção.

Determinado o título, obtém-se os fluxos de refrigerante vapor, \dot{m}_{ov} , e de líquido, \dot{m}_{ol} , através das equações a seguir:

$$\dot{m}_{ov} = \dot{m}_o \alpha_e \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{ol} = \dot{m}_o - \dot{m}_{ov} \quad (4.3)$$

Na partida do sistema de refrigeração, quando a pressão de vapor é a mesma em todos os componentes, o compressor desloca o máximo fluxo de massa possível, ocasionando assim uma queda abrupta na pressão de sucção do sistema. Dependendo da redução de pressão ocasionada, pode-se induzir a passagem de refrigerante líquido do evaporador para a carcaça do compressor. Neste trabalho, considerar-se que o fluxo de refrigerante líquido, drenado do evaporador para a carcaça do compressor, \dot{m}_{el} , é nulo, uma vez que, de acordo com as condições dos testes experimentais realizados, somente refrigerante no estado de vapor superaquecido estará presente no interior do sistema de refrigeração. Assim, tem-se:

$$\dot{m}_{el} = 0 \quad (4.4)$$

A presença de óleo na carcaça do compressor, faz com que parte do refrigerante seja nele dissolvido. A taxa de refrigerante absorvido ou liberado pelo óleo, \dot{m}_{foil} , é dependente da pressão de vapor no interior da carcaça do compressor e da temperatura do óleo.

Aplicando a equação da conservação da massa nos volumes de controle das regiões de vapor no evaporador e da carcaça do compressor, indicados na Figura 4.1, obtém-se respectivamente:

$$\frac{d(M_{ev})}{dt} = \dot{m}_{ov} + \dot{m}_{lve} - \dot{m}_{ev} \quad (4.5)$$

$$\frac{d(M_{vs})}{dt} = \dot{m}_{ev} + \dot{m}_{foil} - \dot{m}_1 \quad (4.6)$$

onde M_{ev} e M_{vs} representam respectivamente, a massa de refrigerante vapor no evaporador e na carcaça do compressor.

Definindo, de acordo com a referência [2], uma constante, C_2 , como sendo a relação entre a massa de refrigerante vapor no evaporador e na carcaça do compressor, num determinado instante de tempo, tem-se:

$$C_2 = \frac{M_{ev}}{M_{vs}} \quad (4.7)$$

Combinando as equações (4.5), (4.6) e (4.7), obtém-se:

$$\dot{m}_{ev} = \frac{1}{(C_2 + 1)} \left[\dot{m}_{ov} + \dot{m}_{lve} + C_2 (\dot{m}_1 - \dot{m}_{foil}) \right] \quad (4.8)$$

Determinados os fluxos de massa de refrigerante nas fases vapor e líquida escoando do evaporador para a carcaça do compressor, inicia-se o

detalhamento do modelo do evaporador.

O modelo matemático proposto, como mostrado na Figura 4.2, constitui-se de dois volumes de controle, um para a região de líquido saturado e outro para a região de vapor superaquecido, sendo ambos separados por um volume de controle, para a região de vapor saturado. Este último, apresenta dimensões desprezíveis, uma vez que, o baixo fluxo de refrigerante vapor saturado vindo do tubo capilar (o fluxo de refrigerante líquido é consideravelmente maior), faz com que o refrigerante vapor torne-se superaquecido logo após adentrar o evaporador. Desta forma, pode-se desconsiderar a região ocupada pelo refrigerante vapor saturado no evaporador.

Para cada volume de controle, assume-se que o estado do fluido refrigerante na saída seja igual ao estado do fluido refrigerante no interior do mesmo.

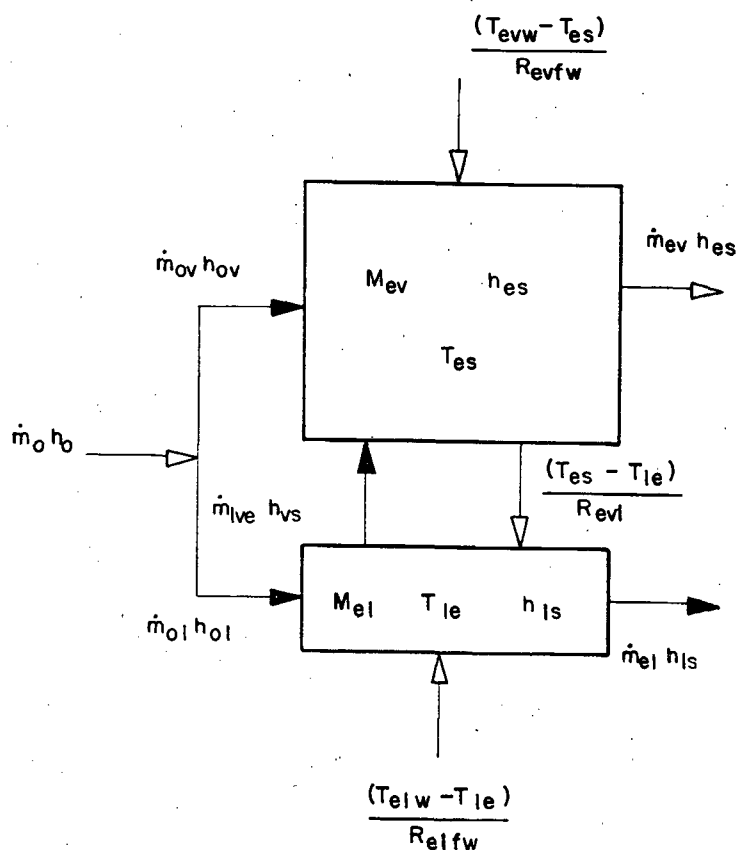


Figura 4.2 - Modelo do Evaporador.

As variáveis representadas nestas e nas figuras subseqüentes, não citadas no texto, encontram-se descritas, com suas respectivas unidades, na lista de símbolos.

Na determinação das entalpias, h_{ol} e h_{ov} , procede-se da seguinte maneira:

$$\text{Se } \dot{m}_{ol} = 0 ; h_{ov} = h_o \text{ e } h_{ol} = 0 \quad (4.9)$$

$$\text{Se } \dot{m}_{ov} = 0 ; h_{ol} = h_o \text{ e } h_{ov} = 0 \quad (4.10)$$

Caso contrário, tem-se:

$$h_{ov} = h_{vs} \quad (4.11)$$

$$\text{e } h_{ol} = h_{ls} \quad (4.12)$$

Aplicando a equação da conservação da massa no evaporador como um todo e somente na região líquida, obtém-se respectivamente:

$$\frac{d(M_e)}{dt} = \dot{m}_o - \dot{m}_{ev} - \dot{m}_{el} \quad (4.13)$$

$$\frac{d(M_{el})}{dt} = \dot{m}_{ol} - \dot{m}_{lve} - \dot{m}_{el} \quad (4.14)$$

Para a aplicação da equação da conservação da energia no evaporador, considere-se o circuito elétrico análogo mostrado na Figura 4.3.

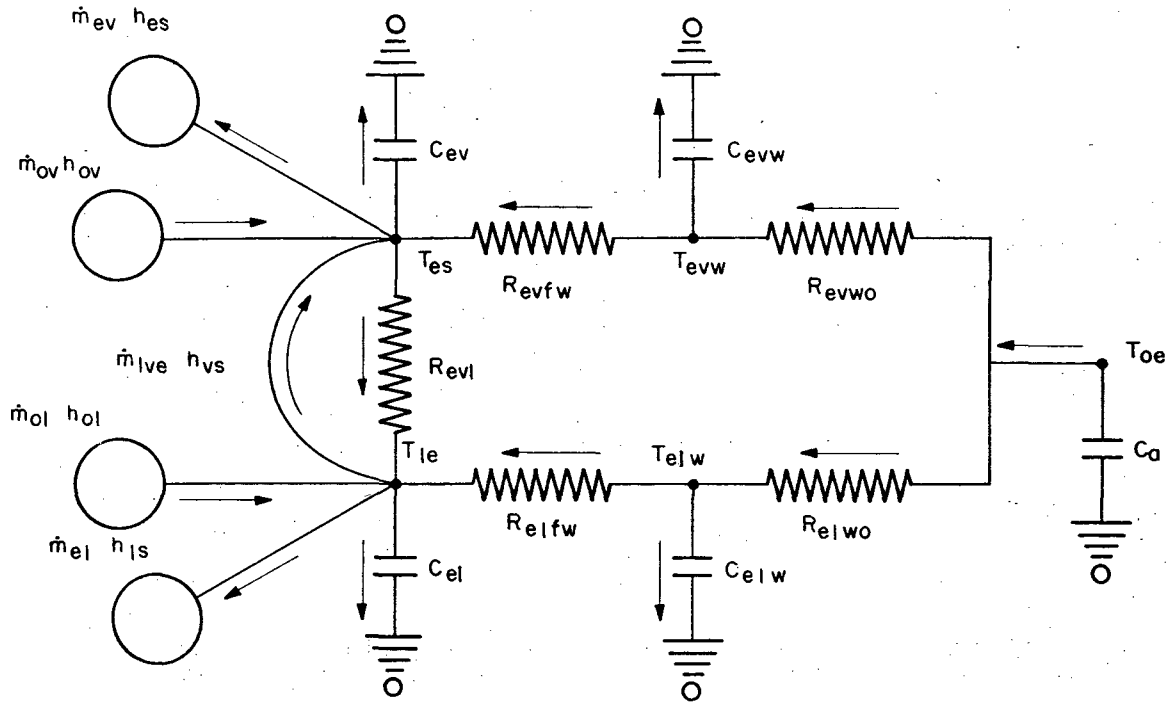


Figura 4.3 - Circuito elétrico análogo para o evaporador.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 4.3, obtém-se:

$$\frac{d(C_{ev} T_{es})}{dt} = \dot{m}_{ov} h_{ov} + \dot{m}_{lve} h_{vs} - \dot{m}_{ev} h_{es} + \frac{(T_{evw} - T_{es})}{R_{evfw}} - \frac{(T_{es} - T_{le})}{R_{evl}} \quad (4.15)$$

$$\frac{d(C_{el} T_{le})}{dt} = \dot{m}_{ol} h_{ol} - \dot{m}_{el} h_{ls} - \dot{m}_{lve} h_{vs} + \frac{(T_{es} - T_{le})}{R_{evl}} + \frac{(T_{elw} - T_{le})}{R_{el fw}} \quad (4.16)$$

$$\frac{d(C_{evw} T_{evw})}{dt} = \frac{(T_{oe} - T_{evw})}{R_{evwo}} - \frac{(T_{evw} - T_{es})}{R_{evfw}} \quad (4.17)$$

$$\frac{d(C_{elw} T_{elw})}{dt} = \frac{(T_{oe} - T_{elw})}{R_{elwo}} - \frac{(T_{elw} - T_{le})}{R_{el fw}} \quad (4.18)$$

onde as capacidades térmicas da parede do evaporador nas regiões contendo refrigerante vapor e líquido, são dadas a seguir:

$$C_{evw} = \frac{\pi}{4} (D_{eo}^2 - D_{ei}^2) \rho_{ew} L_{es} C_{p_{ew}} \quad (4.19)$$

$$C_{elw} = \frac{\pi}{4} (D_{eo}^2 - D_{ei}^2) \rho_{ew} L_{el} C_{p_{ew}} \quad (4.20)$$

Aproximando a variação da energia interna pela variação da entalpia na equação da conservação da energia, obtém-se:

$$\frac{d(C_{ev} T_{es})}{dt} = \frac{d(M_{ev} h_{es})}{dt} \quad (4.21)$$

$$\frac{d(C_{el} T_{le})}{dt} = \frac{d(M_{el} h_{ls})}{dt} \quad (4.22)$$

Combinando as equações (4.14), (4.16), (4.22) e, fazendo as simplificações sugeridas por Dhar [2], obtém-se:

$$\dot{m}_{lve} = \frac{1}{(h_{vs} - h_{ls})} \left[\dot{m}_{ol} (h_{ol} - h_{ls}) + \frac{(T_{es} - T_{le})}{R_{evl}} + \frac{(T_{elw} - T_{le})}{R_{elfw}} \right] \quad (4.23)$$

Combinando as equações (4.5), (4.15) e (4.21), obtém-se:

$$\frac{d(h_{es})}{dt} = \frac{1}{M_{ev}} \left[\dot{m}_{ov} (h_{ov} - h_{es}) + \dot{m}_{lve} (h_{vs} - h_{es}) + \frac{(T_{evw} - T_{es})}{R_{evfw}} - \frac{(T_{es} - T_{le})}{R_{evl}} \right] \quad (4.24)$$

Integrando as equações (4.13) e (4.14), obtém-se respectivamente, a massa total de refrigerante, M_e , e a massa de refrigerante líquido, M_{el} , no evaporador. A massa refrigerante vapor, é então obtida a partir da seguinte expressão:

$$M_{ev} = M_e - M_{el} \quad (4.25)$$

Integrando a equação (4.24), obtém-se a entalpia do refrigerante vapor, h_{es} , e através de regressões polinomiais dos tipos $T_{es} = T_{es}(P_s, h_{es})$ e $\rho_{le} = \rho_{le}(P_s)$ obtém-se respectivamente, a temperatura do refrigerante vapor superaquecido e a densidade do líquido saturado no evaporador.

Determinada a densidade do refrigerante líquido, obtém-se respectivamente, o volume de refrigerante líquido, V_{el} , e os comprimentos das regiões líquida e vapor, através das seguintes expressões:

$$V_{el} = \frac{M_{el}}{\rho_{el}} \quad (4.26)$$

$$L_{el} = \frac{4 V_{el}}{\pi D_{ei}^2} \quad (4.27)$$

$$L_{es} = L_e - L_{el} \quad (4.28)$$

onde L_e representa o comprimento total do evaporador.

As temperaturas da parede do evaporador, nas regiões líquida e vapor, são obtidas através da integração das equações (4.17) e (4.18).

Convém observar que, as capacidades térmicas, assim como também as resistências térmicas, indicadas nas equações anteriores, são dependentes dos comprimentos L_{el} e L_{es} . Tais comprimentos são avaliados em cada instante de tempo e atualizam respectivamente, as capacidades térmicas através das equações (4.17) e (4.18), e as resistências térmicas de acordo com as seguintes expressões:

$$R_{elfw} = R_{elfw*} L_{el*} / L_{el} \quad (4.29)$$

$$R_{elwo} = R_{elwo*} L_{el*} / L_{el} \quad (4.30)$$

$$R_{evfw} = R_{evfw*} L_{es*} / L_{es} \quad (4.31)$$

$$R_{evwo} = R_{evwo*} L_{es*} / L_{es} \quad (4.32)$$

onde o asterisco denota os valores utilizados no instante de tempo anterior.

CAPÍTULO 5

MODELO DA CARÇAÇA DO COMPRESSOR

A Figura 5.1, ilustra o volume de controle, com as respectivas variáveis utilizadas na modelação matemática da carcaça do compressor.

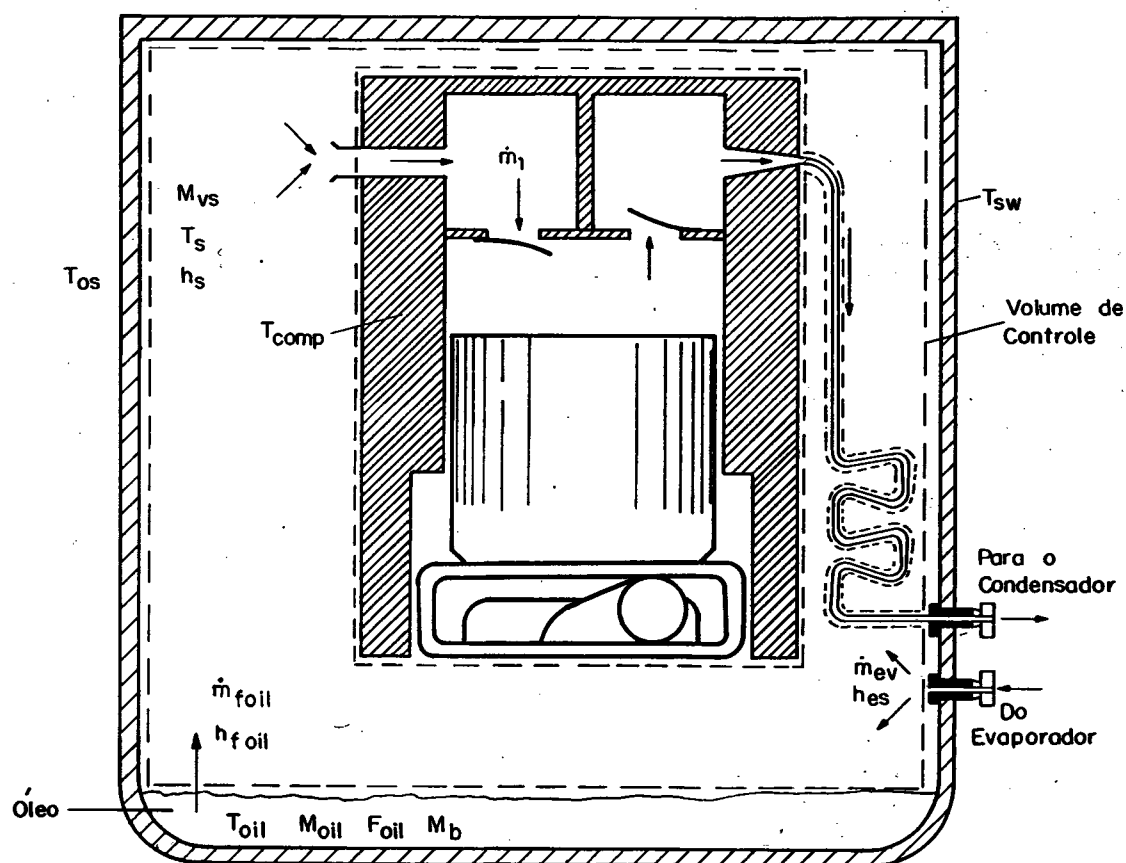


Figura 5.1 - Volume de controle para a carcaça do compressor.

Na carcaça do compressor encontram-se presentes, óleo lubrificante e refrigerante na fase vapor, sendo que parte do refrigerante encontra-se dissolvido no óleo. A quantidade de refrigerante dissolvida no óleo depende, entre outras coisas, da natureza de ambos.

Uma queda da pressão na carcaça do compressor ou então um aumento na temperatura do óleo, provoca uma redução na quantidade de refrigerante absorvido pelo óleo, dando assim origem à formação de bolhas de vapor refrigerante em suspensão no óleo. Uma vez formadas, tais bolhas aumentam de volume e migram para a superfície do óleo. A quantidade de bolhas que se libera do óleo depende da massa total de bolhas de refrigerante presente no mesmo.

A taxa de liberação de refrigerante do óleo lubrificante, \dot{m}_{foil} , é obtida através da seguinte equação [2]:

$$\dot{m}_{foil} = \frac{M_b}{C_3} \quad (5.1)$$

onde C_3 é a constante de tempo para a liberação do refrigerante do óleo. De acordo com as sugestões de Dhar [2], utilizar-se-á tal valor como sendo igual a 1 segundo.

Se o fluxo de massa, \dot{m}_{foil} , for muito pequeno, as bolhas na superfície livre do óleo se rompem (inércia das bolhas é menor do que a tensão superficial do óleo), e somente refrigerante vapor flui para o volume de controle. Em caso contrário, as bolhas migram para o volume livre da carcaça do compressor, podendo inclusive, preenchê-lo totalmente e provocar o escoamento de óleo lubrificante para o interior do cilindro do compressor.

O fluxo de óleo succionado para o interior do cilindro do compressor, deve-se basicamente, aos seguintes fatores:

- i) taxa de refrigerante liberado do óleo
- ii) tamanho e densidade das bolhas
- iii) volume livre da carcaça do compressor
- iv) altura da válvula de sucção em relação à superfície livre do óleo

Por outro lado, a passagem de óleo lubrificante para fora da carcaça do compressor, deve-se aos seguintes fatores:

a) parte do óleo passa através da folga êmbolo/cilindro e escoa juntamente com o refrigerante vapor para a linha de descarga. Esta quantidade de óleo é representada na modelação pelo parâmetro C_4 . Apesar deste efeito ser dependente da rotação do compressor, desconsiderar-se-á neste trabalho, tal dependência.

b) parte do óleo é succionado, juntamente com o refrigerante, da carcaça para o cilindro do compressor. Assim, a quantidade de óleo succionada é dependente do fluxo de refrigerante deslocado pelo compressor. Tal efeito é levado em consideração, através de um parâmetro, C_5 , conforme sugerido por Morse [9].

Desta maneira, pode-se calcular o fluxo total de óleo lubrificante deixando a carcaça do compressor, \dot{m}_{cso} , através da seguinte equação:

$$\dot{m}_{cso} = C_4 + C_5 \dot{m}_1 + C_6 \dot{m}_{foil} F(\dot{m}_{foil}, \dot{m}_{foil}^*) \quad (5.2)$$

onde C_6 expressa a relação entre a massa de óleo transportado para o interior do cilindro através das bolhas de vapor e o fluxo de refrigerante liberado do óleo, e \dot{m}_{foil}^* representa o fluxo mínimo de refrigerante deixando a superfície livre do óleo, necessário para que as bolhas de vapor se acumulem até à válvula de sucção do compressor. Se \dot{m}_{foil} for superior a \dot{m}_{foil}^* , tem-se que:

$$F(\dot{m}_{foil}, \dot{m}_{foil}^*) = 1 \quad (5.3)$$

caso contrário, este termo será nulo.

Após deixar a carcaça do compressor, o óleo lubrificante é carregado pelo refrigerante em circulação, para todos os componentes do sistema de refrigeração, retornando posteriormente à carcaça do compressor, através do evaporador. O fluxo de óleo lubrificante, \dot{m}_{sco} , escoando do evaporador para a carcaça do compressor, é obtido através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{sco} = C_7 \dot{m}_{ev} F(t, t^*) \quad (5.4)$$

onde C_7 expressa a relação entre o fluxo de óleo transportado do evaporador para a carcaça do compressor e o fluxo de massa de refrigerante vapor do evaporador para a carcaça do compressor, \dot{m}_{ev} . Se o tempo de operação do compressor, t , for superior ao tempo necessário para o retorno do óleo lubrificante do compressor para o evaporador, t^* , tem-se que:

$$F(t, t^*) = 1 \quad (5.5)$$

caso contrário, este termo será nulo.

Assim, pode-se obter a taxa de variação da massa de óleo na carcaça do compressor e a massa de óleo no resto do sistema, M_{oils} , através das seguintes equações:

$$\frac{d(M_{oil})}{dt} = \dot{m}_{sco} - \dot{m}_{cso} \quad (5.6)$$

$$M_{oils} = M_{oil t} - M_{oil} \quad (5.7)$$

Convém observar que, parte do óleo em circulação no sistema de refrigeração fica retida nos componentes, não retornando assim à carcaça do compressor. Definindo, M_{oils}^* , como sendo a quantidade de óleo máxima possível de ser retida nos componentes, o fluxo de óleo, \dot{m}_{sco} , está sujeito à seguinte

condição:

$$\text{Se } M_{\text{oils}} \leq M_{\text{oils}}^*; \dot{m}_{\text{sco}} = 0 \quad (5.8)$$

Aplicando a equação da conservação da massa, ao volume de controle da Figura 5.1, obtém-se:

$$\frac{d(M_{\text{vs}})}{dt} = \dot{m}_{\text{ev}} + \dot{m}_{\text{foil}} - \dot{m}_1 \quad (5.9)$$

Para a aplicação da equação da conservação da energia na carcaça do compressor, considere-se o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 5.2, e as seguintes hipóteses simplificativas:

- a) processo de compressão politrópico
- b) influência da tubulação de descarga do compressor é desprezada
- c) calor armazenado no refrigerante retido no óleo lubrificante é desprezado
- d) as resistências térmicas condutivas são desprezadas quando comparadas às resistências térmicas convectivas, exceto a resistência térmica condutiva entre a bomba do compressor e a parede da carcaça, R_{csw} .

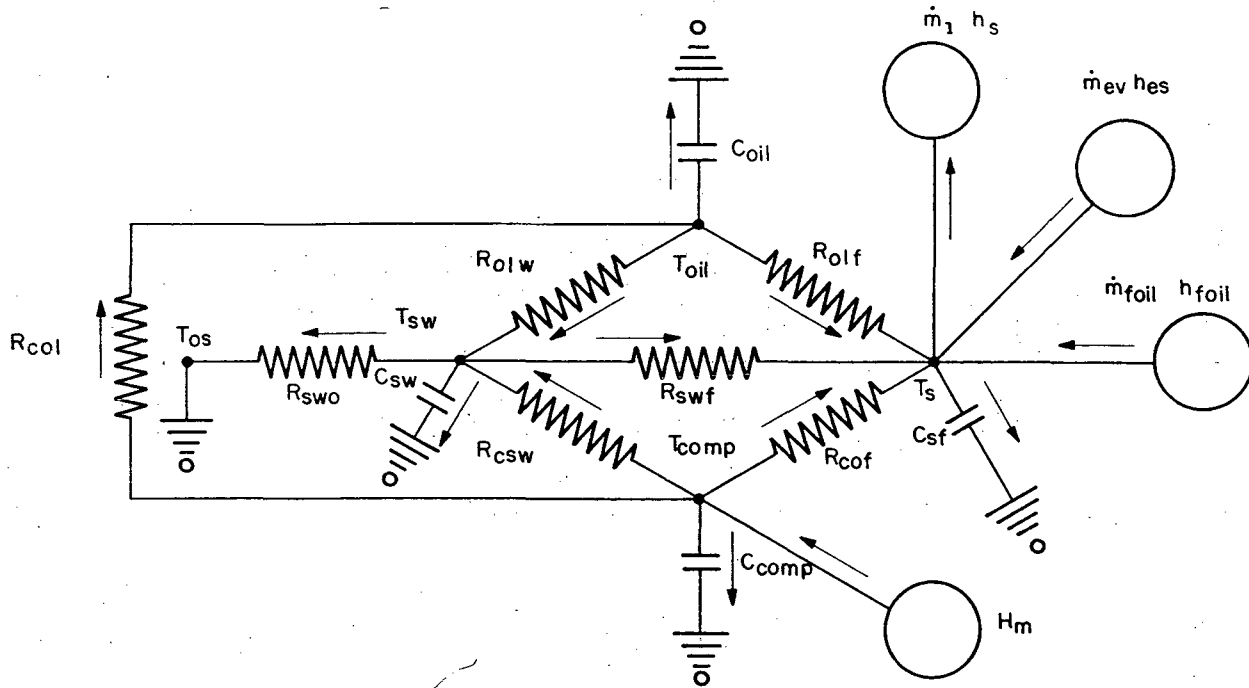


Figura 5.2 - Circuito elétrico análogo para a carcaça do compressor.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 5.2, obtém-se:

$$\frac{d(T_{s\text{sf}} C_{s\text{sf}})}{dt} = \dot{m}_{ev} h_{es} + \dot{m}_{foil} h_{foil} - \dot{m}_1 h_s + \frac{(T_{oil} - T_s)}{R_{olf}} + \frac{(T_{comp} - T_s)}{R_{cof}} + \frac{(T_{sw} - T_s)}{R_{swf}} \quad (5.10)$$

$$\frac{d(C_{oil} T_{oil})}{dt} = \frac{(T_{comp} - T_{oil})}{R_{col}} - \frac{(T_{oil} - T_{sw})}{R_{olw}} - \frac{(T_{oil} - T_s)}{R_{olf}} \quad (5.11)$$

$$\frac{d(C_{sw} T_{sw})}{dt} = \frac{(T_{oil} - T_{sw})}{R_{olw}} + \frac{(T_{comp} - T_{sw})}{R_{csf}} - \frac{(T_{sw} - T_s)}{R_{swf}} - \frac{(T_{sw} - T_{os})}{R_{swo}} \quad (5.12)$$

$$\frac{d(C_{comp} T_{comp})}{dt} = H_m - \frac{(T_{comp} - T_{sw})}{R_{csf}} - \frac{(T_{comp} - T_s)}{R_{cof}} - \frac{(T_{comp} - T_{oil})}{R_{col}} \quad (5.13)$$

onde: $C_{oil} = M_{oil} C_{p_{oil}}$ (5.14)

$$C_{sw} = M_{sw} C_{p_{sw}} \quad (5.15)$$

$$C_{comp} = M_{comp} C_{p_{comp}} \quad (5.16)$$

Aproximando a variação da energia interna pela variação da entalpia na equação da conservação da energia, obtém-se:

$$\frac{d(C_{sf} T_s)}{dt} = \frac{d(M_{vs} h_s)}{dt} \quad (5.17)$$

Combinando as equações (5.9), (5.10) e (5.17), obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{d(h_s)}{dt} = \frac{1}{M_{vs}} & \left[\dot{m}_{foil} (h_{foil} - h_s) + \dot{m}_{ev} (h_{es} - h_s) + \frac{(T_{oil} - T_s)}{R_{olf}} + \frac{(T_{sw} - T_s)}{R_{swf}} \right. \\ & \left. + \frac{(T_{comp} - T_s)}{R_{cof}} \right] \end{aligned} \quad (5.18)$$

e, combinando as equações (5.6), (5.11) e (5.14), obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{d(T_{oil})}{dt} = \frac{1}{M_{oil}} & \left\{ \frac{1}{C_{p_{oil}}} \left[\frac{(T_{comp} - T_{oil})}{R_{col}} - \frac{(T_{oil} - T_{sw})}{R_{olw}} - \frac{(T_{oil} - T_s)}{R_{olf}} \right] \right. \\ & \left. - T_{oil} (\dot{m}_{sco} - \dot{m}_{cso}) \right\} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Integrando as equações (5.9) e (5.18) obtém-se respectivamente, a massa, M_{vs} , e a entalpia, h_s , do refrigerante vapor na carcaça do compressor.

O volume ocupado pelo óleo lubrificante na carcaça do compressor, V_{oil} , é obtido através da seguinte expressão:

$$V_{oil} = \frac{M_{oil}}{\rho_{oil}} \quad (5.20)$$

onde ρ_{oil} representa a densidade do óleo lubrificante.

Determinado o volume ocupado pelo óleo lubrificante, obtém-se respectivamente, o volume ocupado pelo refrigerante vapor, V_s , e sua densidade na carcaça do compressor, ρ_s , através das seguintes equações:

$$V_s = V_{st} - V_{oil} \quad (5.21)$$



$$\rho_s = \frac{M_{vs}}{V_s} \quad (5.22)$$

onde V_{st} corresponde ao volume livre da carcaça do compressor, incluindo o volume de óleo.

Através de uma regressão polinomial do tipo $T_s = T_s(h_s, \rho_s)$ obtém-se, a temperatura do refrigerante vapor na carcaça do compressor.

Integrando as equações (5.19), (5.13) e (5.12) obtém-se respectivamente, as temperaturas do óleo, T_{oil} , do material do compressor, T_{comp} , e da parede da carcaça do compressor, T_{sw} .

A pressão de sucção, P_s , no novo instante de tempo, é calculada de acordo com a seguinte expressão:

$$P_s = P_{s*} (M_{vs}/M_{vs*}) (V_{s*}/V_s) (Z_s/Z_{s*}) (T_{s*}/T_s) \quad (5.23)$$

onde Z_s corresponde ao fator de compressibilidade do refrigerante vapor na carcaça do compressor e o asterisco denota o valor da variável no intervalo de tempo anterior.

A entalpia do refrigerante vapor liberado pelo óleo, h_{foil} e a massa de refrigerante dissolvido no óleo, F_{oil} , no novo instante de tempo, são então obtidas através de regressões polinomiais do tipo $h_{foil} = h_{foil}(P_s, T_{oil})$ e $F_{oil} = F_{oil}(h_{foil}, M_{oil})$. No Apêndice B, mostram-se as correlações, bem como o processo adotado na determinação da quantidade de refrigerante 12 presente no

óleo.

A massa de refrigerante vapor em suspensão no óleo na forma de bolhas, M_b , é calculada no novo instante de tempo através da seguinte equação:

$$M_b = M_{b*} + F_{oil*} - F_{oil} \quad (5.24)$$

onde o asterisco denota o valor da variável no intervalo de tempo anterior.

CAPÍTULO 6

MODELO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Em sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores, torna-se necessário o estabelecimento de um diferencial de pressão entre o condensador e o evaporador. Este diferencial de pressão é obtido através da utilização de um compressor e de um dispositivo de expansão. O dispositivo de expansão restringe o escoamento de refrigerante pelo decréscimo na área de passagem, e conseqüentemente provoca a redução de pressão necessária.

Existem vários tipos de dispositivos de expansão, sendo que os tubos capilares são os de uso mais comum em refrigeradores domésticos. Assim sendo, apresentar-se-á nos itens subseqüentes a modelação matemática de um tubo capilar, o qual é empregado como dispositivo de expansão no sistema de refrigeração sendo simulado.

6.1 Tubo Capilar

Tubo capilar é a designação, tradicionalmente aceita, para um dispositivo de expansão com área constante, geralmente utilizado em sistemas domésticos de refrigeração. Tal designação é, entretanto, inadequada pois a ordem de grandeza dos diâmetros envolvidos faz com que, as forças de capilaridade tornem-se desprezíveis. A queda de pressão em um tubo capilar deve-se, basicamente, aos seguintes fatores:

- a) contração abrupta na entrada do tubo
- b) escoamento no interior do tubo
- c) expansão abrupta no final do tubo

O tubo capilar, apesar de aparentemente simples, apresenta em operação, um comportamento bastante complexo [10]. A Figura 6.1, por exemplo, mostra a variação da temperatura e da pressão de um refrigerante, ao longo de um tubo capilar. A pressão, em escala linear, é indicada à esquerda, enquanto que as temperaturas correspondentes são plotadas à direita.

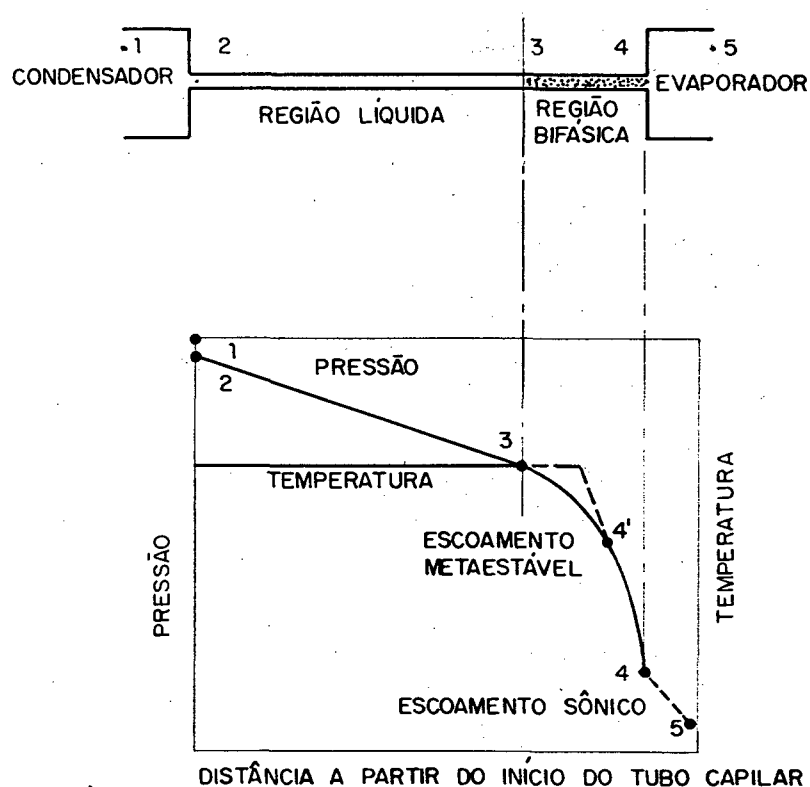


Figura 6.1 - Variação da pressão e da temperatura de um refrigerante ao longo de um tubo capilar.

Ao adentrar o tubo capilar o refrigerante no estado subresfriado, sofre uma pequena redução de pressão. Do ponto 2 ao ponto 3, a pressão se reduz linearmente enquanto que, considerando o escoamento como adiabático, a temperatura se mantém constante. No ponto 3, também chamado de ponto de flash, ocorre a formação da primeira bolha de refrigerante vapor, denotando assim que o escoamento atingiu condições de saturação. A partir deste ponto,

a redução de pressão acentua-se na direção do final do tubo capilar e as linhas de temperatura e pressão tornam-se coincidentes.

As linhas tracejadas da Figura 6.1, indicam situações que também podem ocorrer com um tubo capilar, dependendo das dimensões do mesmo e das condições do escoamento.

Entre os pontos 3 e 4', evidências experimentais [10], indicam a presença de líquido a uma temperatura superior a sua temperatura de saturação, caracterizando assim um escoamento metaestável. Este comprimento adicional da região líquida, por apresentar um gradiente de pressão menor em relação à região bifásica, implica num aumento do fluxo de massa de refrigerante ao longo do tubo capilar.

A diferença de pressão, indicada entre os pontos 4 e 5, deve-se ao fato do escoamento ter atingido condições sônicas no final do tubo capilar ($Mach=1$). Tal condição, também referenciada como condição crítica, corresponde ao ponto em que a entropia do refrigerante atinge um valor máximo. A pressão nesta condição, denominada pressão crítica, deve ser convenientemente determinada, pois caso a mesma seja superior à pressão de evaporação, formará com a pressão de entrada do tubo capilar, o diferencial de pressão, necessário para induzir o escoamento de refrigerante através do tubo capilar [11]. Pode-se observar, ainda nesta figura, que a perda de carga associada com a expansão abrupta de seção, na saída do tubo capilar, é desprezada na presente modelação.

A Figura 6.1 mostra também que, dependendo das condições de operação do sistema de refrigeração, parte do tubo capilar pode conter líquido, enquanto que, outra parte pode conter uma mistura de líquido e vapor. O modelo desenvolvido permite analisar situações onde, o escoamento ao longo do tubo capilar seja parcial ou totalmente bifásico.

6.2 Modelo Matemático

Baseado em evidências experimentais e na teoria da Mecânica dos Fluidos, as seguintes hipóteses simplificativas são utilizadas na formulação do modelo [11].

- a) o tubo capilar é um tubo reto, horizontal e de diâmetro interno constante
- b) escoamento unidirecional e permanente
- c) escoamento adiabático
- d) variações de energia potencial desprezíveis
- e) mistura homogênea entre vapor e líquido
- f) escoamento sem a presença de óleo
- g) escoamento sem regiões de metaestabilidade

O refrigerante ao adentrar o tubo capilar sofre uma queda de pressão devida à aceleração e ao atrito na entrada. Aplicando a equação de Bernoulli, verifica-se que tal queda de pressão pode ser expressa em função da pressão dinâmica do escoamento na seção de menor área. Combinando a equação de Bernoulli com a equação da continuidade, pode-se calcular a diferença de pressão, entre os pontos 1 e 3, através da seguinte expressão:

$$P_d - P_{fla} = \left[1 + K_1 + f_1 \frac{L_1}{D_{itc}} \right] \left[\frac{G^2}{2\rho_1} \right] \quad (6.1)$$

sendo que $G = \frac{\dot{m}_o}{A_{tc}}$ (6.2)

onde L_1 , A_{tc} e ρ_1 representam respectivamente, o comprimento da região líquida, a área transversal do tubo capilar e a densidade do refrigerante líquido.

As variáveis P_d e P_{fla} representam respectivamente, a pressão de condensação e a pressão de saturação, correspondente à temperatura de saturação diminuída do grau de subresfriamento sendo empregado. O fator de atrito para a região líquida, f_1 , é determinado segundo Domanski [3], da seguinte forma:

$$f_1 = 0,184 \text{ Re}^{-0,2} \quad (6.3)$$

onde Re é o número de Reynolds baseado no diâmetro interno do tubo capilar, D_{itc} .

O fator de perda de carga na entrada do tubo capilar, K_1 , é dependente da geometria e da relação das áreas envolvidas. Neste trabalho, utilizar-se-á o valor de 0,15, oriundo da derivação da fórmula geral de Kays [12], geralmente adotado na literatura especializada.

O escoamento adiabático através de um tubo capilar é um exemplo clássico do chamado escoamento de Fanno (escoamento adiabático com fricção em um duto de área constante). Desta forma, aplicando a equação da conservação da energia na região bifásica, obtém-se:

$$H = h_3 + G^2/(2\rho_3)^2 = h_4 + G^2/(2\rho_4)^2 \quad (6.4)$$

A equação (6.4) demonstra claramente que, o escoamento ao longo de um tubo capilar não é isoentálpico.

Os valores locais das propriedades termodinâmicas, ao longo do tubo capilar, podem ser calculados através do uso das seguintes equações:

$$h = h_1 + \alpha h_{1v} \quad (6.5)$$

$$1/\rho = v_1 + \alpha(v_v - v_1) \quad (6.6)$$

onde α e v correspondem respectivamente, ao título e ao volume específico do refrigerante e os subscritos l e v, correspondem respectivamente, as fases líquida e vapor.

As equações (6.4), (6.5) e (6.6), quando combinadas, fornecem de acordo com a equação (6.7), o título local do refrigerante, em função das propriedades termodinâmicas do refrigerante na saturação e da entalpia de estagnação, H .

$$\alpha = \frac{1}{G^2 v_{lv}^2} \left\{ -h_{lv} - G^2 v_{lv} v_{lv} + \left[(h_{lv} + G^2 v_{lv} v_{lv})^2 - 2 (G^2 v_{lv}^2) (h_{lv} + G^2 v_{lv}^2 / 2 - H) \right]^{0,5} \right\} \quad (6.7)$$

Aplicando a equação da conservação da quantidade de movimento em um elemento de fluido na região bifásica, de comprimento δL , de acordo com a Figura 6.2, obtém-se:

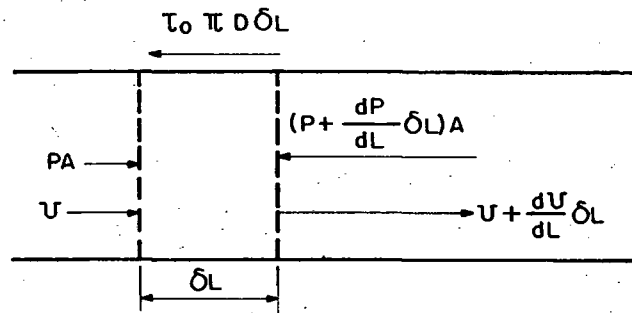


Figura 6.2 - Notação para a aplicação da equação da conservação da quantidade de movimento.

$$PA - \left[P + \left(\frac{dP}{dL} \right) \delta L \right] A - \tau_0 \pi D_{itc} \delta L = \left[u + \left(\frac{du}{dL} \right) \delta L - u \right] \rho u A \quad (6.8)$$

onde $U = \rho A u^2$ (6.9)

Simplificando e considerando que

$$\tau_o = \rho f_b U^2 / 8 \quad (6.10)$$

obtem-se:

$$dP + \frac{\rho f_b U^2}{2 D_{itc}} dL + \rho U dU = 0 \quad (6.11)$$

Aplicando a equação da continuidade, como mostra a Figura 6.3 e, integrando a equação (6.11), entre os pontos 3 e 4, obtém-se:

$$\frac{\bar{f}_b L_b}{D_{itc}} = 2 \ln \left[\rho_4 / \rho_3 \right] - \left(2 \int_3^4 \rho dP \right) / G^2 \quad (6.12)$$

onde L_b representa o comprimento da região bifásica.

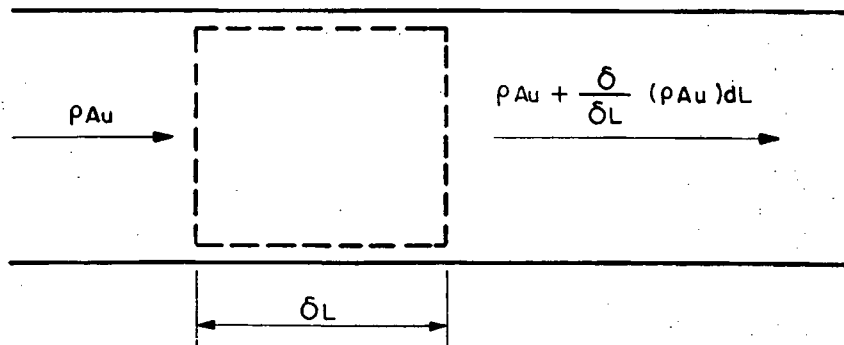


Figura 6.3 - Balanço de massa em um elemento de fluido em um escoamento unidirecional num duto de área constante.

O fator de atrito médio na região bifásica, \bar{f}_b , é calculado de acordo com a equação (6.13), proposta por Erth [13].

$$\bar{f}_b = 3,1 \operatorname{Re}_i^{-0,5} \exp \left[(1 - \alpha_i^{0,25})/2,4 \right] \quad (6.13)$$

onde Re_i e α_i correspondem ao número de Reynolds e ao título do refrigerante no início da região bifásica.

A integral da equação (6.12), é avaliada numericamente, através do processo de Romberg [14].

A avaliação da ocorrência ou não de escoamento sônico, é feita calculando-se os valores locais da entropia, através da equação (6.7) e das propriedades termodinâmicas do refrigerante na saturação. Através de um processo numérico avalia-se a pressão na qual a entropia atinge o máximo valor. Tal pressão, denominada pressão crítica, é então comparada com a pressão de evaporação (ponto 5). Aquela que apresentar o maior valor, será a pressão P_4 , utilizada na equação (6.12).

Conhecendo, o comprimento do tubo capilar, L_{tc} , pode-se determinar a vazão mássica de refrigerante, empregando-se um processo iterativo na resolução das equações apresentadas anteriormente. Isto deve-se ao fato da vazão mássica, G , ser função do fator de atrito, o qual é função de Re , que por sua vez é função de G .

No diagrama de blocos, indicado na Figura 6.4, mostra-se a seqüência de operações empregada, para obter-se a convergência.

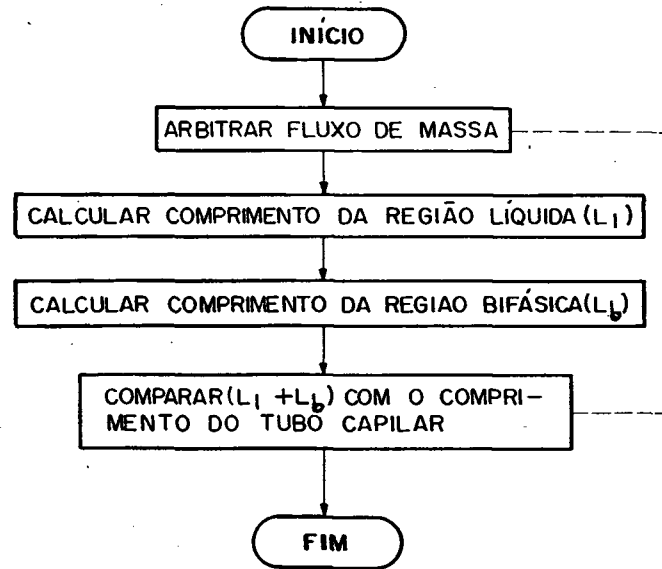


Figura 6.4 - Sequência de operações empregada no processo iterativo.

Inicialmente, arbitra-se um fluxo de massa, através do qual obtém-se o número de Reynolds característico do escoamento. Com o número de Reynolds determinado, utilizam-se as equações (6.3) e (6.13) para obter os fatores de atrito, e as equações (6.1) e (6.12) para determinar os comprimentos das regiões líquida e bifásica. O comprimento do tubo capilar (critério de convergência), é então comparado com a soma dos comprimentos calculados das regiões líquida e bifásica. Caso a convergência não seja obtida, torna-se necessário arbitrar um novo fluxo de massa, o que é feito através da expressão a seguir:

$$G = G_*(L_1 + L_b)/L_{tc} \quad (6.14)$$

aonde L_{tc} representa o comprimento total do tubo capilar e o asterisco denota o valor da variável no intervalo de tempo anterior.

CAPÍTULO 7

MODELO DO AMBIENTE CLIMATIZADO

O refrigerador doméstico simulado é um refrigerador do tipo "frost-free", com 420 litros de capacidade, o qual encontra-se esquematizado na Figura 7.1.

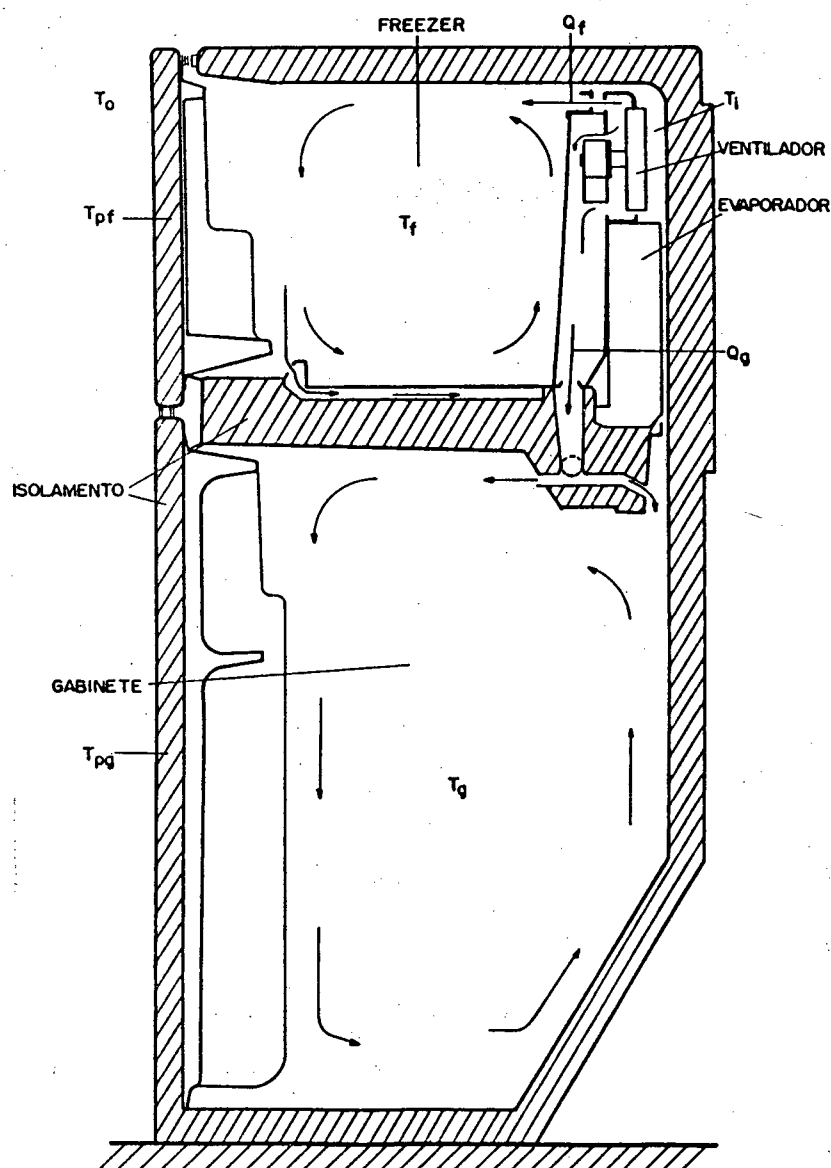


Figura 7.1 - Refrigerador doméstico.

Pode-se observar na figura anterior, que o ambiente climatizado é composto por um freezer e por um gabinete. Esta divisão torna-se necessária, uma vez que, o freezer trabalha com temperaturas inferiores às do gabinete.

A aplicação da equação da conservação da energia no ambiente interno do refrigerador, é feita de acordo com o circuito elétrico análogo, mostrado na Figura 7.2.

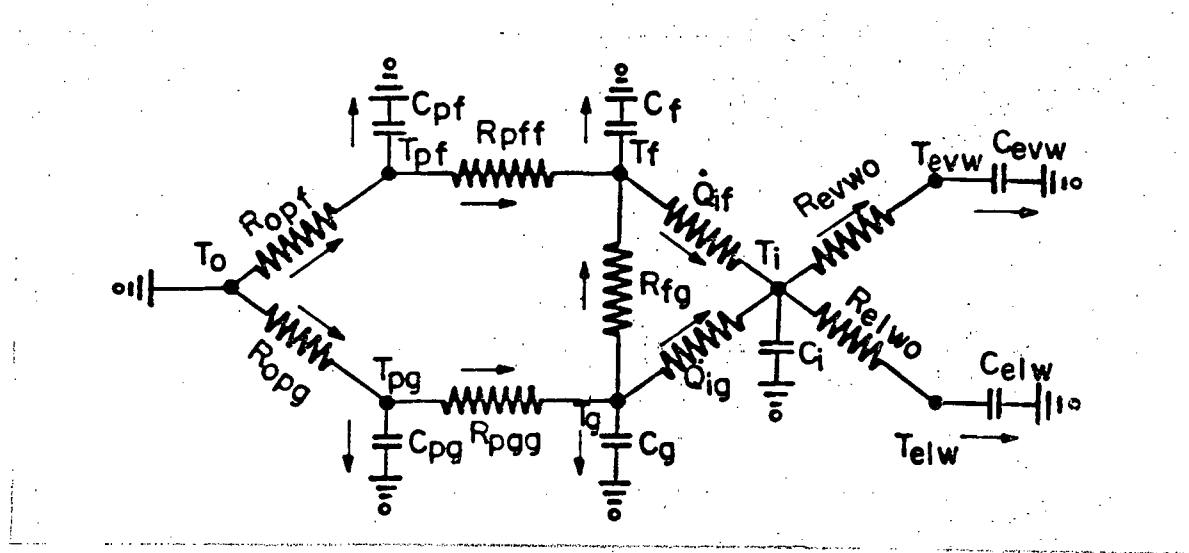


Figura 7.2 - Circuito elétrico análogo para o ambiente interno do refrigerador.

As quantidades de calor trocadas pelo freezer e gabinete com o ar de insuflamento, são obtidas através das seguintes equações:

$$\dot{Q}_{if} = \dot{Q}_f \rho_{ar} C_{p_{ar}} (T_f - T_i) \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_{ig} = \dot{Q}_g \rho_{ar} C_{p_{ar}} (T_g - T_i) + \dot{W}_v \quad (7.2)$$

onde $C_{p_{ar}}$ representa o calor específico a pressão constante para o ar.

Através da equação (7.2) considerou-se que, a potência do motor do ventilador, W_v , é totalmente dissipada no ar insuflado no gabinete (ver Figura 7.1).

Utilizando a equação de estado para os gases perfeitos, pode-se estimar a densidade do ar, através da pressão atmosférica e da temperatura de insuflamento, T_i , como indicado a seguir:

$$\dot{Q}_{if} = \dot{Q}_f \frac{P_{atm}}{R_{ar}} C_{p_{ar}} \frac{(T_f - T_i)}{T_i} \quad (7.3)$$

$$\dot{Q}_{ig} = \dot{Q}_g \frac{P_{atm}}{R_{ar}} C_{p_{ar}} \frac{(T_g - T_i)}{T_i} + W_v \quad (7.4)$$

onde R_{ar} representa a constante dos gases perfeitos para o ar.

Substituindo os valores da P_{atm} , $C_{p_{ar}}$, e R_{ar} , de acordo com o SI, nas equações (7.3) e (7.4), obtém-se:

$$\dot{Q}_{if} = 353000 \dot{Q}_f \frac{(T_f - T_i)}{T_i} \quad (7.5)$$

$$\dot{Q}_{ig} = 353000 \dot{Q}_g \frac{(T_g - T_i)}{T_i} + W_v \quad (7.6)$$

O procedimento experimental para avaliar as vazões de ar, \dot{Q}_f e \dot{Q}_g , é descrito no Apêndice F.

Aplicando a equação da conservação da energia aos nós da Figura 7.2, obtém-se:

$$\frac{d(C_{pf} T_{pf})}{dt} = \frac{(T_o - T_{pf})}{R_{opf}} - \frac{(T_{pf} - T_f)}{R_{pff}} \quad (7.7)$$

$$\frac{d(C_f T_f)}{dt} = \frac{(T_{pf} - T_f)}{R_{pff}} + \frac{(T_g - T_f)}{R_{fg}} - \dot{Q}_{if} \quad (7.8)$$

$$\frac{d(C T_g)}{dt} = \left(\frac{T_{pg} - T_g}{R_{pgg}} \right) - \left(\frac{T_g - T_f}{R_{fg}} \right) - \dot{Q}_{ig} \quad (7.9)$$

$$\frac{d(C T_{pg})}{dt} = \left(\frac{T_o - T_{pg}}{R_{opg}} \right) - \left(\frac{T_{pg} - T_g}{R_{pgg}} \right) \quad (7.10)$$

$$\frac{d(C T_i)}{dt} = \dot{Q}_{if} + \dot{Q}_{ig} - \left(\frac{T_i - T_{evw}}{R_{evwo}} \right) - \left(\frac{T_i - T_{elw}}{R_{elwo}} \right) \quad (7.11)$$

Integrando as equações (7.7) a (7.11), e considerando as capacidades térmicas dos ambientes internos do freezer e gabinete e de suas respectivas paredes, como constantes, obtém-se as temperaturas nos pontos de interesse do refrigerador, em cada instante de tempo.

O procedimento utilizado na determinação das capacidades térmicas das paredes e do ar, é descrito no Apêndice C.

CAPÍTULO 8

DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

Ao aplicar-se a equação da conservação da energia em qualquer componente do sistema de refrigeração, verifica-se a necessidade de serem determinadas as trocas de calor por convecção. Nos modelos apresentados, tais trocas são caracterizadas através de uma diferença de temperatura, variável com o tempo, e de uma resistência térmica.

As resistências térmicas são avaliadas utilizando-se correlações empíricas, baseadas nas características geométricas e de funcionamento de cada componente. Convém observar que, diferenças significativas podem ser obtidas na simulação, se tais correlações não forem representativas da transferência de calor que está ocorrendo.

8.1 Resistências Térmicas no Lado Interno do Condensador

Na avaliação das resistências térmicas nas regiões de superaquecimento e de subresfriamento, empregou-se a equação de Dittus-Boelter [15], apresentada a seguir:

$$Nu_r = 0,023 Re_r^{0,8} Pr^{0,3}, \quad Re_r > 5000 \text{ e } Pr > 0,6 \quad (8.1)$$

onde Nu_r refere-se ao número de Nusselt do refrigerante.

Os números de Reynolds e Prandtl utilizados na equação anterior, são obtidos através das seguintes expressões:

$$Re_r = G D_{cl} / \mu \quad (8.2)$$

$$Pr = \mu C_p / k \quad (8.3)$$

onde G_r representa o fluxo de massa de refrigerante por unidade de área da seção transversal do tubo.

A viscosidade absoluta, μ , a condutividade térmica, k e o calor específico a pressão constante do fluido, C_p , são avaliados em cada região, na temperatura de mistura do refrigerante.

O escoamento característico, predominante na região de saturação de um condensador, é o escoamento anular. Neste escoamento, o refrigerante líquido escoia junto a parede do tubo e o refrigerante vapor flui pelo centro. Duas correlações são tradicionalmente utilizadas nesta região. A primeira é a proposta por Traviss et al. [16], e indicada a seguir:

$$Nu_r = Pr_1 Re_1^{0,9} F1/F2 \quad (8.4)$$

onde Pr_1 representa o número de Prandtl para o refrigerante líquido.

O número de Reynolds para o refrigerante líquido, Re_1 , é obtido da seguinte forma:

$$Re_1 = G_r D_{ci} (1-x) / \mu_1 \quad (8.5)$$

onde x representa o título do refrigerante.

Os parâmetros adimensionais $F1$ e $F2$, utilizados na equação (8.4), são obtidos através das seguintes equações:

$$F1 = 0,15 \left[X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,476} \right] \quad (8.6)$$

$$F2 = 0,707 Pr_1 Re_1^{0,5} \quad , Re_1 < 50 \quad (8.7)$$

$$F2 = 5Pr_1 + 5 \ln(1+Pr_1(0,09636Re_1^{0,585} - 1)) \quad , 50 < Re_1 < 1125 \quad (8.8)$$

$$F2 = 5Pr_1 + 5 \ln(1+5Pr_1) + 2,5 \ln(0,00313Re_1^{0,812}) \quad , Re_1 > 1125 \quad (8.9)$$

O parâmetro X_{tt} , de Lockhard-Martinelli [17], é obtido através da seguinte expressão:

$$X_{tt} = \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0,1} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0,5} \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,9} \quad (8.10)$$

Uma outra correlação é apresentada por Tandon et al. [18]. Através de experimentos, Tandon et al. [18] verificaram que em alguns casos seus resultados diferiam em até 100% dos resultados fornecidos pelas equações propostas por Traviss et al. [16], Akers et al. [19] e Azer et al. [20]. Assim sendo, decidiram correlacionar seus dados, e obtiveram uma equação que tem a seguinte forma:

$$Nu_r = 0,084 Pr_l^{0,333} (h_{lv}/Cp_l \Delta T_s)^{0,1667} Re_v^{0,67}, Re_v > 3 \times 10^4 \quad (8.11)$$

$$Nu_r = 23,1 Pr_l^{0,333} (h_{lv}/Cp_l \Delta T_s)^{0,1667} Re_v^{0,125}, Re_v < 3 \times 10^4 \quad (8.12)$$

onde h_{lv} representa o calor latente de condensação.

A queda de temperatura ao longo da região de saturação, ΔT_s , é obtida, conhecendo-se a variação de pressão nesta região, decorrente das perdas de carga no condensador.

O número de Reynolds do refrigerante vapor, Re_v , utilizado nas equações anteriores é dado pela seguinte expressão:

$$Re_v = \frac{G D_{ci} x}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \quad (8.13)$$

As propriedades termodinâmicas são avaliadas na temperatura de mistura do refrigerante.

O impacto da utilização de uma ou outra correlação, sobre o desempenho do programa em questão será analisado no Capítulo 9.

8.2 Resistências Térmicas no Lado Externo do Condensador com Movimentação Forçada de Ar

Neste caso, duas correlações serão também consideradas. A primeira, desenvolvida para trocadores de calor que utilizam aletas planas, é a proposta por Gray e Webb [21]. Esta correlação foi desenvolvida a partir de 16 trabalhos experimentais, através da técnica de regressão múltipla. Os parâmetros geométricos considerados são d_1 , d_2 , D_{co} , z (ver Figuras 8.1 e 8.2), além do número de fileiras de tubos na direção do fluxo de ar, N_{ft} .

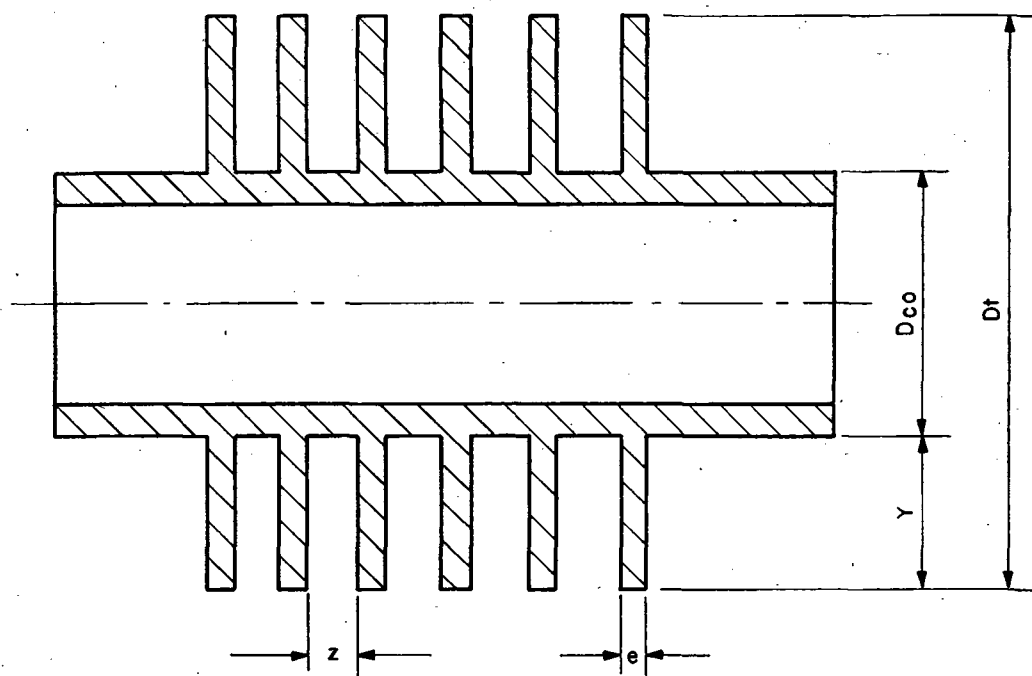


Figura 8.1 - Seção transversal de um tubo com aletas planas indicando os parâmetros que afetam o coeficiente de transferência de calor no lado do ar.

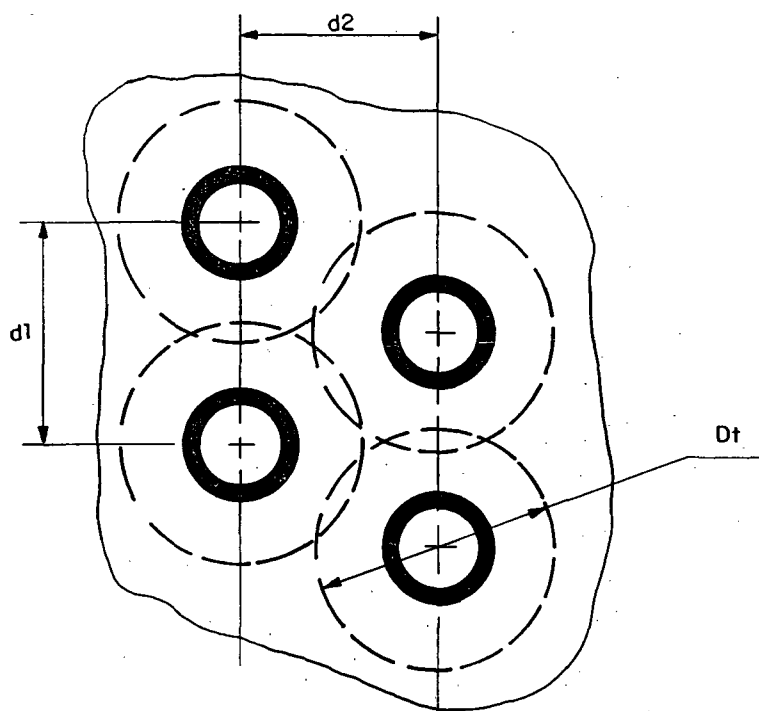


Figura 8.2 - Método aproximado para tratar uma aleta plana retangular como uma aleta plana circular de mesma área.

A correlação é composta por duas partes. Na primeira parte calcula-se o fator de Colburn, j , para a situação em que o número de fileiras de tubos, N_{ft} , é igual a 4.

$$j_4 = 0,14 \operatorname{Re}_{ar}^{-0,328} \left(\frac{d1}{d2} \right)^{-0,502} \left[\frac{z}{D_{co}} \right]^{0,0312}, \quad 500 < \operatorname{Re}_{ar} < 24700 \quad (8.14)$$

O número de Reynolds para o ar, Re_{ar} baseado na mínima secção transversal, é obtido através da seguinte equação:

$$\operatorname{Re}_{ar} = G_{ar} D_{co} / \mu_{ar} \quad (8.15)$$

O fluxo mássico de ar através da mínima secção transversal, G_{ar} , é determinado pela seguinte equação:

$$G_{ar} = \frac{Q_{ar} \rho_{ar}}{A_{min}} \quad (8.16)$$

onde Q_{ar} representa a vazão de ar através do condensador.

A mínima secção transversal do condensador, A_{min} , é definida como sendo a área por onde efetivamente passa o fluxo de ar, e é determinada pela seguinte equação:

$$A_{min} = A_{face} - A_{bf} - A_{bt} \quad (8.17)$$

onde A_{face} representa a área de face do condensador e, A_{bf} e A_{bt} , representam respectivamente, as áreas ocupadas pelas aletas e pela primeira fileira de tubos na direção do fluxo de ar.

Quando o número de fileiras de tubos, N_{ft} , for menor do que 4, os resultados fornecidos pela equação (8.14) devem ser corrigidos da seguinte forma:

$$\frac{j_{N_{ft}}}{j_4} = 0,991 \left[2,24 Re_{ar}^{-0,092} \left(\frac{N_{ft}}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N_{ft})} \quad (8.18)$$

Para situações em que o número de fileiras de tubos for superior a 4, utiliza-se diretamente a equação (8.14), sem qualquer fator de correção.

Determinado o fator de Colburn, j , o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, hc_o , pode ser obtido através da seguinte equação:

$$hc_o = \frac{j G_{ar} C_{p_{ar}}}{Pr_{ar}^{0,667}} \quad (8.19)$$

Após a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, hc_o , necessita-se determinar a respectiva

resistência térmica, R_o . De acordo com Threlkeld [22] tal resistência pode ser calculada da seguinte forma:

$$R_o = \frac{1}{hc_o [A_o - A_f(1-\phi)]} \quad (8.20)$$

onde A_f representa a área das aletas.

A eficiência da aleta, ϕ , é determinada computando-se o diâmetro equivalente de uma aleta plana circular, D_t (Figura 8.2), de igual área.

$$D_t = 2 \left(\frac{d_1 \cdot d_2}{\pi} \right)^{0,5} \quad (8.21)$$

e, em seguida, aplicando-se a correlação apresentada por Domanski e Didion [3],

$$\phi = \sum_{i=1}^8 \left[A_{1,i} + A_{2,i} \left(\frac{D_{co}}{D_t} \right) + A_{3,i} \left(\frac{D_{co}}{D_t} \right)^2 \right] \left[Y \left(\frac{2 hc_o}{k_f e} \right)^{0,5} \right]^{(i-1)} \quad (8.22)$$

onde k_f representa a condutividade térmica da aleta e as constantes A_1 , A_2 e A_3 são mostradas na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 - Coeficientes a serem empregados na equação (8.22)

i	$A_{1,i}$	$A_{2,i}$	$A_{3,i}$
1	1,0	0,0	0,0
2	-0,22920E-01	-0,13755E+00	0,20130E-01
3	0,16106E+00	0,81890E-01	-0,11440E-01
4	-0,64975E+00	-0,55500E-01	-0,28753E-01
5	0,53491E+00	0,18040E-01	0,42477E-01
6	-0,19286E+00	0,36494E-03	-0,20335E-01
7	0,32564E-01	-0,10660E-02	0,40947E-02
8	-0,20972E-02	0,12410E-03	-0,29673E-03

Para trocadores de calor que utilizam aletas corrugadas (condensador utilizado no experimento), a correlação que melhor se aplica é a sugerida por Webb [23]. Tal correlação foi obtida a partir de um extenso trabalho experimental com 27 trocadores de calor de aletas corrugadas e planas. A correlação tem a seguinte forma:

$$Nu_{lnw} = 0,25 \, Gz \frac{\ln(1+2Nu_{arm}/Gz)}{\ln(1-2Nu_{arm}/Gz)}, N_{ft} = 3 \quad (8.23)$$

onde Nu_{lnw} representa o número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura.

O número de Nusselt para o ar baseado na diferença média aritmética de temperatura, Nu_{arm} , é dado por:

$$Nu_{arm} = 0,5 \, Gz^{0,86} \left(\frac{d1}{Dc}\right)^{0,11} \left(\frac{z}{Dc}\right)^{-0,09} \left(\frac{S_d}{d2}\right)^{0,12} \left(\frac{2S_p}{d2}\right)^{-0,34}, Gz \leq 25 \quad (8.24)$$

$$Nu_{arm} = 0,83 \, Gz^{0,76} \left(\frac{d1}{Dc}\right)^{0,13} \left(\frac{z}{Dc}\right)^{-0,16} \left(\frac{S_d}{d2}\right)^{0,25} \left(\frac{2S_p}{d2}\right)^{-0,43}, Gz > 25 \quad (8.25)$$

onde os parâmetros geométricos utilizados nas equações (8.24) e (8.25) estão representados na Figura F.3.

O número de Graetz, Gz , é obtido através da seguinte equação:

$$Gz = \frac{Re_{ar} \, Pr_{ar} \, D_h}{N_{ft} \, d2} \quad (8.26)$$

onde Pr_{ar} representa o número de Prandtl baseado nas condições do ar.

O diâmetro hidráulico, D_h , é obtido neste caso, da seguinte forma:

$$D_h = 2z(1-\beta_1)/[(1-\beta_1)\gamma_1 + 2z\beta_1/Dc] \quad (8.27)$$

$$\text{onde } \beta_1 = \frac{\pi D c^2}{4(d_1 \cdot d_2)} \quad (8.28)$$

$$\text{e } \gamma_1 = (S_d^2 + S_p^2)^{0,5} / S_p \quad (8.29)$$

O número de Reynolds para o ar, Re_{ar} , utilizado na equação (8.26), é determinado através da seguinte equação:

$$Re_{ar} = \frac{\rho_{ar} D u_{hm}}{\mu_{ar}} \quad (8.30)$$

A velocidade, u_m , utilizada na determinação do número de Reynolds, Re_{ar} , é dada por:

$$u_m = \frac{Q_{ar}(z+e)}{A_{face}(1-\beta_1)e} \quad (8.31)$$

Como a equação (8.23) só é válida para trocadores de calor com 3 fileiras de tubos na direção do fluxo de ar ($N_{ft} = 3$), o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar para o condensador utilizado no experimento, hc_{ovy} , pode ser obtido da seguinte forma:

$$hc_{ovy} = hc_o \frac{Nu_{lnw}}{Nu_{lnf}} \quad (8.32)$$

onde hc_o é dado pela equação (8.19), e Nu_{lnf} é o número de Nusselt baseado na diferença média logarítmica de temperatura para um trocador de calor com aletas planas e 3 fileiras de tubos na direção do fluxo de ar. O procedimento utilizado na obtenção de Nu_{lnf} encontra-se também descrito na referência [23].

Após a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, hc_{ovy} , determina-se a respectiva resistência

térmica, R_o , através das equações (8.20), (8.21) e (8.22).

Convém observar que, as resistências térmicas do lado externo do condensador com movimentação forçada de ar, permanecem constantes ao longo do tempo. Isto deve-se ao fato de que as correlações pertinentes dependem apenas da geometria do condensador e das propriedades do ar, as quais se mantêm constantes ao longo da simulação.

8.3 Resistências Térmicas no Lado Externo do Condensador com Movimentação Natural de Ar

Em condensadores com movimentação natural de ar, as trocas de calor por radiação não podem ser desprezadas, pois devido às baixas velocidades do ar, as trocas de calor por convecção deixam de ser predominantes.

Na determinação desta resistência, são considerados dois procedimentos. O primeiro, proposto por Papanek [24], considera tubos e arames, como um único componente. Papanek [24], desenvolveu sua correlação baseado em experimentos realizados com trocadores do tipo arame sobre tubo de várias configurações geométricas e em várias inclinações. Para situações em que o trocador se encontra na posição vertical, Papanek [24] propôs a seguinte equação:

$$Nu = 0,0188 Gr_{ca}^{0,7556} \quad (8.33)$$

onde Gr_{ca} representa o número de Grashof baseado no diâmetro característico do condensador.

O diâmetro característico do condensador, D_{ca} , é calculado pela expressão a seguir:

$$D_{ca} = \frac{A_t D_{co} + A_a D_a}{A_t + A_a} \quad (8.34)$$

onde D_a representa o diâmetro dos arames e, A_t e A_a representam respectivamente, a área superficial dos tubos e dos arames.

O número de Grashof, Gr_{ca} , baseado no diâmetro característico do condensador, pode ser obtido através da seguinte equação:

$$Gr_{ca} = \frac{\rho_{ar}^2 D_{ca}^3 g (T_{cw} - T_{oc})}{\mu_{ar}^2 T_p} \quad (8.35)$$

onde g representa a aceleração da gravidade.

As propriedades termodinâmicas do ar são avaliadas na temperatura do filme de ar, expressa pela média aritmética entre a temperatura da parede do condensador e a temperatura do ar externo, assim:

$$T_p = \frac{T_{cw} + T_{oc}}{2} \quad (8.36)$$

Determinado o número de Nusselt, Nu , o respectivo coeficiente de transferência de calor por convecção, hc_o , pode ser obtido através da seguinte expressão:

$$hc_o = \frac{Nu k_{ar}}{D_{ca}} \quad (8.37)$$

onde k_{ar} representa a condutividade térmica do ar.

O coeficiente de transferência de calor por radiação, hr_o , é dado pela seguinte equação:

$$hr_o = \sigma_{sb} \epsilon (T_{cw}^2 + T_{oc}^2) (T_{cw} + T_{oc}) \quad (8.38)$$

onde σ_{sb} e ϵ representam respectivamente, a constante de Stefan-Boltzmann e a emissividade do material do condensador.

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, pode-se obter a resistência térmica total, R_o , através da seguinte expressão:

$$R_o = \frac{1}{hc_o \left[A_t + \phi A_a \right] + hr_o \left[A_t + 2\phi A_a / \pi \right]} \quad (8.39)$$

A eficiência da aleta, ϕ , é determinada, neste caso, pelas seguintes expressões:

$$\phi = \frac{\tanh(\lambda L_f / 2)}{\lambda L_f / 2} \quad (8.40)$$

$$\lambda = \left[\frac{4hc_o}{k_a D_a} \right]^{0,5} \quad (8.41)$$

onde k_a representa a condutividade térmica do material do arame.

O comprimento da aleta, L_f , é considerado como sendo igual ao espaçamento entre tubos, S_t . Assim tem-se:

$$L_f = S_t \quad (8.42)$$

O segundo procedimento considerado é o proposto por Cyphers et al. [25]. Neste procedimento, tubos e arames são tratados separadamente. Desta forma, Cyphers et al. [25] propuseram duas correlações para o número de Nusselt, uma para os tubos, Nu_t , e outra para os arames, Nu_a . Tais equações tomam as formas indicadas a seguir:

$$Nu_t = \frac{2}{\ln[1 + 5Gr_t^{-0,25}]} \quad (8.43)$$

$$Nu_a = \frac{2}{\ln[1 + 4(Gr_a D_a / L_f)^{-0,25}]} \quad (8.44)$$

Os números de Grashof para os tubos, Gr_t , e para os arames, Gr_a , são obtidos através das seguintes equações:

$$Gr_t = \frac{\rho_{ar}^2 D_{co}^3 g (T_{cw} - T_{oc})}{\mu_{ar}^2 T_p} \quad (8.45)$$

$$Gr_a = \frac{\rho_{ar}^2 D_a^3 g (T_{cw} - T_{oc})}{\mu_{ar}^2 T_p} \quad (8.46)$$

onde a temperatura do filme de ar, T_p , é dada pela equação (8.36).

Através da equação (8.46) observa-se que, a temperatura do arame foi aproximada pela temperatura da parede do condensador.

Após a determinação dos números de Grashof, os coeficientes de transferência de calor dos arames, hc_{oa} , e dos tubos, hc_{ot} , podem ser determinados através das seguintes expressões:

$$hc_{oa} = \frac{Nu_a k_{ar}}{D_a} \quad (8.47)$$

$$hc_{ot} = \frac{Nu_t k_{ar}}{D_{co}} \quad (8.48)$$

Os coeficientes de transferência de calor por radiação para os arames, hr_{oa} , e para os tubos, hr_{ot} , são determinados pelas seguintes equações:

$$hr_{oa} = 4 \sigma \epsilon_{sa} T_{cw}^3 \quad (8.49)$$

$$hr_{ot} = 4 \sigma \epsilon_{st} T_{cw}^3 \quad (8.50)$$

onde ε_a e ε_t representam respectivamente, a emissividade do material dos arames e do material dos tubos.

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor para os arames e tubos, necessita-se determinar a resistência térmica, a qual pode ser calculada da seguinte forma:

$$R_o = \frac{1}{\phi A_a \left[hc_{oa} + F_a hr_{oa} \right] + A_t \left[hc_{ot} + F_t hr_{ot} \right]} \quad (8.51)$$

onde F_t e ϕ , representam respectivamente, o fator de forma de radiação entre os tubos e as paredes da câmara de testes, e a eficiência da aleta dada através das equações (8.40) e (8.41).

O fator de forma de radiação entre os arames e as paredes da câmara de testes, F_a , é obtido através da Figura 8.3, desenvolvida por Collicot et al. [26].

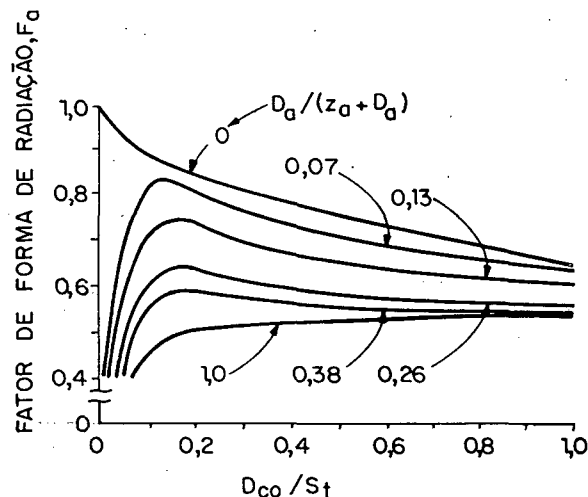


Figura 8.3 - Fator de forma de radiação para os arames.

A influência da utilização de uma ou outra correlação sobre o desempenho do programa em questão será analisada no Capítulo 9.

8.4 Resistências Térmicas no Lado Interno do Evaporador

Desde a partida do compressor até que a primeira gota de refrigerante líquido seja formada no condensador, apenas refrigerante no estado de vapor superaquecido flui através do evaporador. Para avaliar a resistência térmica durante este período, empregou-se a equação de Dittus-Boelter [15], dada por:

$$Nu_r = 0,023 Re_r^{0,8} Pr^{0,4}, \quad Re_r > 5000 \text{ e } Pr > 0,6 \quad (8.52)$$

Os números de Reynolds, Re_r e de Prandtl, Pr , para o refrigerante, são obtidos através das seguintes expressões:

$$Re_r = \frac{G_r D_{ei}}{\mu} \quad (8.53)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (8.54)$$

sendo as propriedades termodinâmicas do fluido avaliadas na temperatura de mistura do refrigerante.

O modelo proposto para o evaporador, descrito no Capítulo 4, é constituído de dois volumes de controle, um para a região de líquido saturado e outro para a região de vapor superaquecido. Tais volumes de controle, são separados por um volume de controle de dimensões desprezíveis, para a região de vapor saturado. A resistência térmica na região de líquido saturado, a qual está sujeita a um processo de evaporação, é geralmente calculada na literatura especializada através da equação proposta por Turaga et al. [27].

$$Nu_r = 0,016 \left[\frac{A_o}{A_{ie}} \right]^{0,04} Re_l^{0,674} K_f^{0,488}, \quad 20 < A_o/A_{ie} < 50 \quad (8.55)$$

onde A_{ie} e Re_1 , representam respectivamente, a área total da superfície interna do evaporador, e o número de Reynolds baseado no diâmetro interno e nas propriedades da fase líquida.

O parâmetro, Kf , é obtido através da seguinte equação:

$$Kf = \frac{(\alpha_{eo} - \alpha_e) h_{lv}}{g L_e} \quad (8.56)$$

onde g representa a aceleração da gravidade.

Uma outra correlação, também empregada nesta região do evaporador, é a sugerida por Pierre [28]. Nesta correlação, o coeficiente de transferência de calor assume a seguinte forma:

$$hc = 0,0082 Re_1^{0,8} Kf^{0,4} \quad (8.57)$$

onde os parâmetros Re_1 e Kf são os mesmos utilizados na equação (8.55).

As equações propostas por Turaga et al. [27] e Pierre [28], entretanto, só são válidas quando o refrigerante líquido é completamente evaporado. Desta forma, o título do refrigerante na saída do evaporador, α_{eo} , a ser empregado na equação (8.56) é sempre igual a 1.

Convém ressaltar que, algumas das características geométricas do evaporador utilizado por Turaga et al. [27] e Pierre [28], diferem consideravelmente das do evaporador sendo empregado. Tal fato pode provocar um certo grau de variação nos resultados do programa, o que será demonstrado no Capítulo 9.

8.5 Resistências Térmicas no Lado Externo do Evaporador

O evaporador sendo considerado neste trabalho, é o indicado na Figura 8.4.

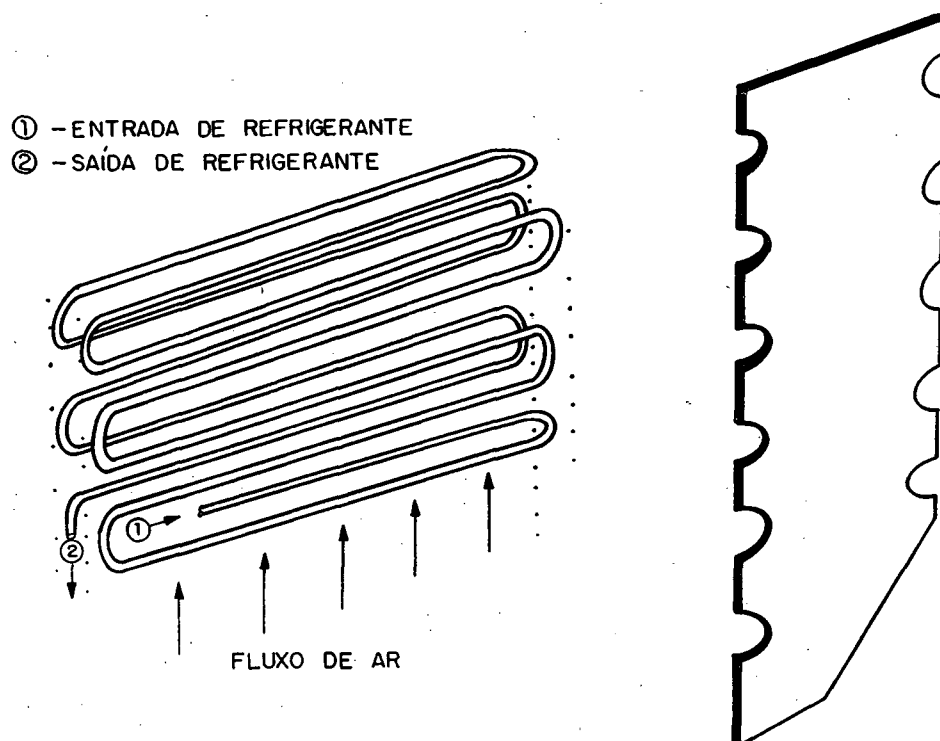


Figura 8.4 - Arranjo dos tubos e geometria da aleta do evaporador.

Como pode ser observado na Figura 8.4, o fluxo de ar através do evaporador é ascendente, característica essa que o torna diferente da maioria dos evaporadores encontrados na prática. Em vista disto, com exceção do trabalho de O'Neill e Crawford [29], não existem correlações disponíveis para avaliar as trocas de calor por convecção no lado externo deste tipo de evaporador.

O evaporador utilizado por O'Neill e Crawford [29], é o indicado na Figura 8.5.

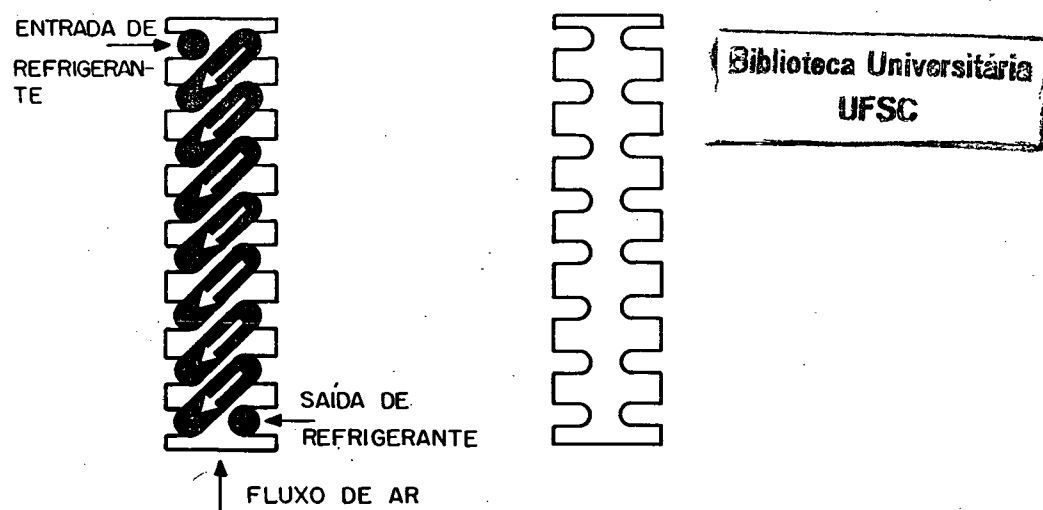


Figura 8.5 - Arranjo dos tubos e geometria da aleta do evaporador utilizado por O'Neill e Crawford [29].

O'Neill e Crawford [29], realizaram uma série de experimentos e posteriormente apresentaram uma equação para avaliar a resistência térmica do lado externo do evaporador em função apenas do fluxo de massa de ar e do espaçamento entre aletas. A razão de trabalhar com uma equação com tão poucas variáveis, deve-se à intenção original de otimizar evaporadores visando a redução do custo associado com os materiais de fabricação. A correlação proposta é a seguinte:

$$R_o = \frac{46,8}{7930,85 G_{ar} (21,64 + N_f)} \quad (8.58)$$

onde N_f representa o número de aletas do evaporador.

Esta correlação simplificada foi utilizada em testes computacionais, com posterior comparação com resultados experimentais, e não apresentou comportamento adequado.

Devido à inexistência de outros trabalhos específicos para este tipo de trocador, optou-se por utilizar a correlação desenvolvida por McQuiston [30], para trocadores com arranjo triangular dos tubos. Esta correlação diferencia-se da equação para trocadores de calor com tubos secos, através de um fator de correção, α_b , dado pela equação (8.59). Tal fator, leva em consideração a influência do filme d'água que se forma sobre o tubo, decorrente do processo de desumidificação do ar.

$$\alpha_b = \left[0,95 + 0,00004 \text{Re}_s^{1,25} \right] \left[(z+e)/z \right]^2 \quad (8.59)$$

onde e e z, representam respectivamente, a espessura e o espaçamento entre aletas adjacentes do evaporador.

O número de Reynolds baseado no espaçamento das aletas, Re_s , é dado por:

$$\text{Re}_s = \frac{G_{ar} (z+e)}{\mu_{ar}} \quad (8.60)$$

O fator de Colburn, j_4 , para a situação em que o número de fileiras de tubos, N_{ft} , é igual a 4, é dado através da seguinte expressão:

$$j_4 = 0,0014 + 0,2618 \text{Re}_{ar}^{-0,4} \left[\left(\frac{4}{\pi} \right) \left(\frac{d1}{D_h} \right) \left(\frac{d2}{D_{eo}} \right) \left(\frac{A_{min}}{A_{face}} \right) \right]^{-0,1} \alpha_b \quad (8.61)$$

onde a mínima secção transversal do evaporador, A_{min} , é obtida através da equação (8.17).

O diâmetro hidráulico, D_h , é obtido utilizando a seguinte equação:

$$D_h = 4 N_{ft} \left(\frac{A_{min}}{A_o} \right) d2 \quad (8.62)$$

onde A_o representa a área total de transferência de calor do lado externo do evaporador.

O número de Reynolds para o ar, Re_{ar} baseado na mínima secção transversal, é obtido através da seguinte expressão:

$$Re_{ar} = \frac{G_{ar} D_{eo}}{\mu_{ar}} \quad (8.63)$$

onde o fluxo mássico de ar através da mínima secção transversal, G_{ar} , é dado pela equação (8.16).

Para situações em que o número de fileiras de tubos, N_{ft} for maior ou igual 4, utiliza-se diretamente a equação (8.61). Em caso contrário, os valores fornecidos por esta, devem ser corrigidos da seguinte forma:

$$\frac{j_{N_{ft}}}{j_4} = \frac{1-1280 N_{ft} Re_b^{-1,2}}{1-5120 Re_b^{-1,2}}, \quad 3000 < Re_b < 15000 \quad (8.64)$$

O número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal entre os tubos, Re_b , é dado pela expressão:

$$Re_b = \frac{G_{ar} d_2}{\mu_{ar}} \quad (8.65)$$

Determinado o fator de Colburn, j , o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, hc_o , pode ser obtido através da seguinte equação:

$$hc_o = \frac{j G_{ar} Cp_{ar}}{Sc^{0,667}} \quad (8.66)$$

O número de Schmidt, Sc , é dado pela equação a seguir:

$$Sc = \frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar} \varphi} \quad (8.67)$$

O coeficiente de difusão do vapor d'água no ar, φ , pode ser obtido através da seguinte equação [31]:

$$\varphi = \left[\frac{0,000926}{P_{atm}} \right] \left[\frac{T_{ar}^{2,5}}{T_{ar} + 245} \right] \quad (8.68)$$

onde T_{ar} e P_{atm} representam respectivamente, a temperatura absoluta do ar na entrada do evaporador e a pressão atmosférica (Pa).

Após a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar, hc_o , determina-se a respectiva resistência térmica, R_o , através das equações (8.20), (8.21) e (8.22).

Conforme ficou evidenciado, são poucas as correlações na literatura especializada, que se adaptam às características do evaporador sendo simulado. Desta forma, sugere-se a realização de trabalhos experimentais, visando a obtenção das características de funcionamento deste tipo de evaporador.

O procedimento utilizado na determinação das propriedades termodinâmicas do refrigerante, utilizadas nas equações anteriores, é descrito no Apêndice D.

8.6 Resistências Térmicas na Carcaça do Compressor

Devido à ausência de correlações específicas para avaliar as resistências térmicas no lado interno da carcaça do compressor, optou-se por manter para este componente, os valores sugeridos por Dhar [2]. Testes computacionais mostraram que o efeito de tais resistências sobre os resultados do programa é praticamente desprezível.

8.7 Resistências Térmicas no Lado Externo do Ambiente Climatizado

Nas avaliações das resistências térmicas descritas até o presente momento, o efeito da condução na parede é desprezado, devido às altas condutividades térmicas do material e às pequenas espessuras envolvidas. Porém no ambiente sendo climatizado (refrigerador), a presença do isolamento térmico não permite que tal efeito seja desconsiderado.

Assim, as resistências térmicas para o ambiente climatizado são dependentes das trocas de calor por condução e convecção. Como não se determina a variação da temperatura ao longo da espessura da parede, assume-se que as temperaturas, tanto da parede do freezer como do gabinete, correspondam à temperatura no meio da espessura do isolamento térmico.

Desta forma, a influência da condução será creditada igualmente para as resistências térmicas associadas tanto com o lado externo como com o lado interno do refrigerador.

As trocas de calor no ambiente climatizado, ocorrem através de toda a área superficial externa. Assim, é necessário avaliar as trocas de calor por convecção e por condução, em cada região, para depois associá-las dando origem a um único valor de resistência térmica.

As trocas de calor por convecção entre as superfícies externas do refrigerador e o ar ambiente, são determinadas através de correlações para convecção natural (velocidade do ar na câmara de testes $\approx 0,2$ m/s), propostas por Alamdari e Hammond [32].

$$hc_o = \left\{ \left[1,5 \left(\frac{\Delta T_{war}}{H_p} \right)^{0,25} \right]^6 + \left[1,23 \left(\Delta T_{war} \right)^{0,333} \right]^6 \right\}^{1/6}, \text{ para superfícies verticais} \quad (8.69)$$

$$hc_o = \left\{ \left[1,4 \left(\frac{\Delta T_{war}}{4A} Pe \right)^{0,25} \right]^6 + \left[1,63 \left(\Delta T_{war} \right)^{0,333} \right]^6 \right\}^{1/6}, \text{ para superfícies horizontais} \quad (8.70)$$

onde H_p e ΔT_{war} representam respectivamente, a altura da superfície vertical e a diferença de temperatura entre a superfície e o ar.

As resistências térmicas globais entre as paredes do freezer, R_{pff} e do gabinete, R_{pgg} , e o ar externo são dadas então, através das seguintes expressões:

$$R_{opf} = \left[\sum_{b=1}^5 \left(\frac{1}{hc_{o,b} A_b} + \frac{e_{is,b}}{2k_{is} A_b} \right) \right]^{-1} \quad (8.71)$$

$$R_{opg} = \left[\sum_{i=1}^5 \left(\frac{1}{hc_{o,i} A_i} + \frac{e_{is,i}}{2k_{is} A_i} \right) \right]^{-1} \quad (8.72)$$

onde b e i representam respectivamente, o número de superfícies do freezer e do gabinete que trocam calor com o ar externo.

8.8 Resistências Térmicas no Lado Interno do Ambiente Climatizado

A troca de calor por convecção entre a superfície interna localizada no topo do freezer e o ar interno é determinada, considerando um escoamento laminar sobre uma placa plana. Assim, o coeficiente de transferência de calor por convecção, neste caso, é dado por:

$$hc = \frac{k_{ar}}{L} 0,664 Re^{0,5} Pr^{0,333} \quad (8.73)$$

onde L representa o comprimento da superfície em consideração.

Para determinar o número de Reynolds, Re , baseado no comprimento L da superfície, admitiu-se de acordo com dados experimentais, uma velocidade de insuflamento do ar da ordem de 2 m/s, o que garante escoamento laminar.

Devido ao escoamento no interior do freezer ser extremamente complexo, sendo necessários programas computacionais para a solução das equações da conservação da quantidade de movimento e da energia [33], para avaliar com relativa precisão as trocas de calor por convecção, optou-se por manter o valor estimado através da equação (8.73) para as demais superfícies.

Este fato limita consideravelmente os resultados, e confere um certo grau de liberdade, à tentativa de comparação entre a temperatura do freezer, obtida experimental e computacionalmente.

Aceitando-se estas simplificações, tal resistência térmica toma a seguinte forma:

$$R_{pff} = \left[\sum_{b=1}^5 \left[\frac{1}{hc_{i,b} A_b} + \frac{e_{is,b}}{2 k_{is,b} A_b} \right] \right]^{-1} \quad (8.74)$$

Para determinar as trocas de calor por convecção no interior do gabinete, assumem-se condições de convecção natural, uma vez que, medições experimentais acusaram uma velocidade de 0,2 m/s junto à parede. Portanto, a resistência térmica entre as paredes do gabinete e do ambiente sendo climatizado, R_{pgg} , é obtida utilizando-se as equações (8.69), (8.70) e (8.72).

A resistência térmica interna entre os compartimentos do freezer e do gabinete é determinada, considerando somente o efeito da condução através da superfície que separa os dois ambientes. Desta forma, tem-se:

$$R_{fg} = \frac{e_{is}}{k_{is} A_{fg}} \quad (8.75)$$

onde A_{fg} representa a área da superfície que separa o freezer do gabinete.

A estrutura geral do programa de simulação e o esquema de solução adotado na resolução do sistema de equações, são descritos no Apêndice E.

CAPÍTULO 9

COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS

Dois foram os modelos utilizados na análise dos fenômenos de transporte que ocorrem no condensador. O primeiro, desenvolvido para condensadores com movimentação forçada de ar, considera que após a formação da primeira gota de líquido no condensador, as condições predominantes na região mista são as de saturação. Já o segundo, desenvolvido para condensadores com movimentação natural de ar, avalia a influência da região de desuperaquecimento do refrigerante na determinação da extensão da região mista. Este capítulo objetiva apresentar comparações entre resultados experimentais e computacionais, procurando ressaltar a influência do procedimento adotado na determinação das resistências térmicas no condensador e evaporador.

O primeiro sistema a ser considerado, é o que utiliza um condensador com movimentação forçada de ar.

9.1 Refrigerador com Condensador com Movimentação Forçada de Ar

9.1.1 Trocas de Calor por Convecção no Condensador

Para o lado externo do condensador, utilizou-se a correlação proposta por Webb [23] (ver item 8.2), para trocadores de calor com aletas corrugadas. Como tal correlação é função apenas da geometria do condensador e das propriedades do ar, as quais se mantêm inalteradas durante a operação do refrigerador, a resistência térmica pertinente assume o valor constante de 198 K.m/kW .

Na avaliação das trocas de calor por convecção no lado interno do condensador (região de saturação), foram comparadas as correlações propostas por Traviss et al.[16] e Tandon et al.[18](ver item 8.1). A Figura 9.1 mostra a comparação das pressões de sucção e descarga estimadas pelo programa, quando uma ou outra correlação é empregada, com resultados experimentais.

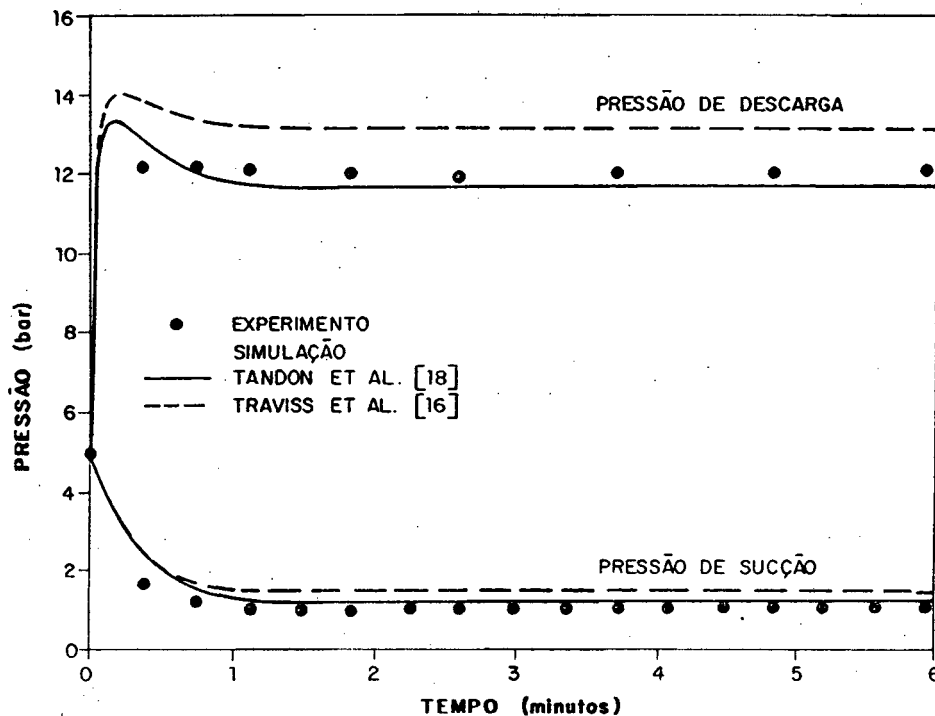


Figura 9.1 - Influência das correlações empregadas para avaliar as trocas de calor por convecção na região de saturação do condensador sobre o desempenho do programa desenvolvido.

Como pode ser observado na Figura 9.1, dependendo da correlação utilizada na determinação das trocas de calor por convecção na região de saturação do condensador, o programa geral de simulação fornece diferenças significativas, notadamente nas pressões de descarga.

A Figura 9.1 mostra também que, o emprego da correlação proposta por Tandon et al. [18], faz com que as pressões de sucção e descarga

estimadas pelo programa fiquem mais próximas dos resultados experimentais, especialmente após o primeiro minuto de operação do compressor.

A Figura 9.2 mostra a variação temporal da resistência térmica na região bifásica do condensador, quando computada através das equações propostas por Tandon et al. [18] e Traviss et al. [16].

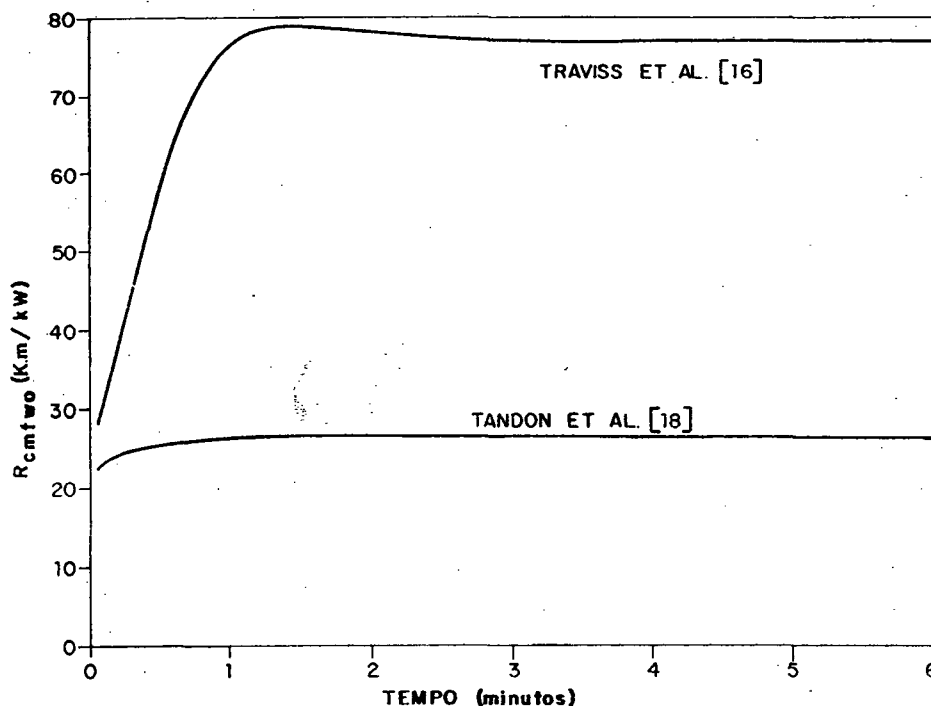


Figura 9.2 - Comparação entre as correlações empregadas para avaliar a resistência térmica na região de saturação do condensador.

Observa-se na Figura 9.2, que a correlação proposta por Traviss et al. [16], fornece valores 4 vezes maiores do que os sugeridos por Tandon et al. [18]. Esta diferença, entretanto, não influencia na mesma proporção as pressões resultantes, em decorrência da transferência de calor no condensador, ser dominada pela resistência térmica do lado externo.

A resistência térmica na região bifásica do condensador depende do número de Reynolds, o qual é função do fluxo de massa de refrigerante. Com

exceção do volume de controle para a região de subresfriamento do condensador, o fluxo de massa na entrada difere do fluxo de massa na saída das demais regiões, devido ao caráter dinâmico da simulação. Assim sendo, resolveu-se verificar a influência do fluxo de massa a ser adotado sobre o número de Reynolds e, conseqüentemente, sobre o número de Nusselt médio, na região de saturação [34].

A Figura 9.3 mostra a variação do número de Reynolds na região de saturação em função do tempo de operação do compressor e do parâmetro β_2 . O parâmetro β_2 é dado pela equação a seguir:

$$\dot{m} = (1-\beta_2) \dot{m}_1 + \beta_2 \dot{m}_o \quad (9.1)$$

onde β_2 varia de 0 a 1.

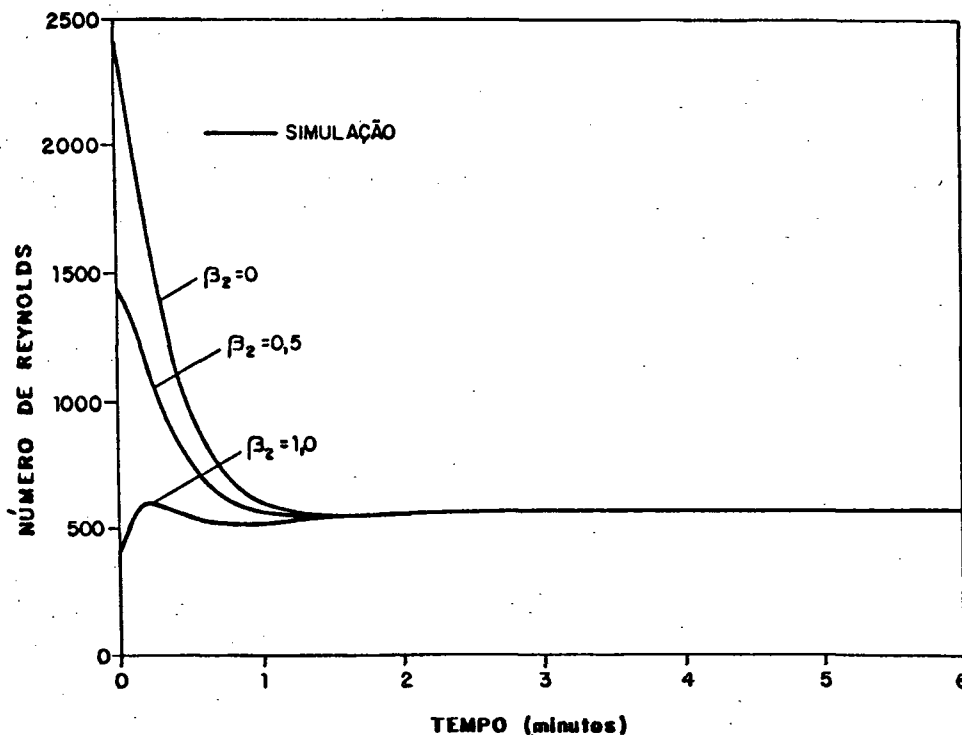


Figura 9.3 - Variação temporal do número de Reynolds na região de saturação do condensador em função do parâmetro β_2 .

Conforme pode-se verificar, o número de Reynolds é significativamente dependente do fluxo de massa adotado, nos primeiros 1,5 minutos de operação do refrigerador. A variação do número de Reynolds se reflete no número de Nusselt, conforme mostra a Figura 9.4.

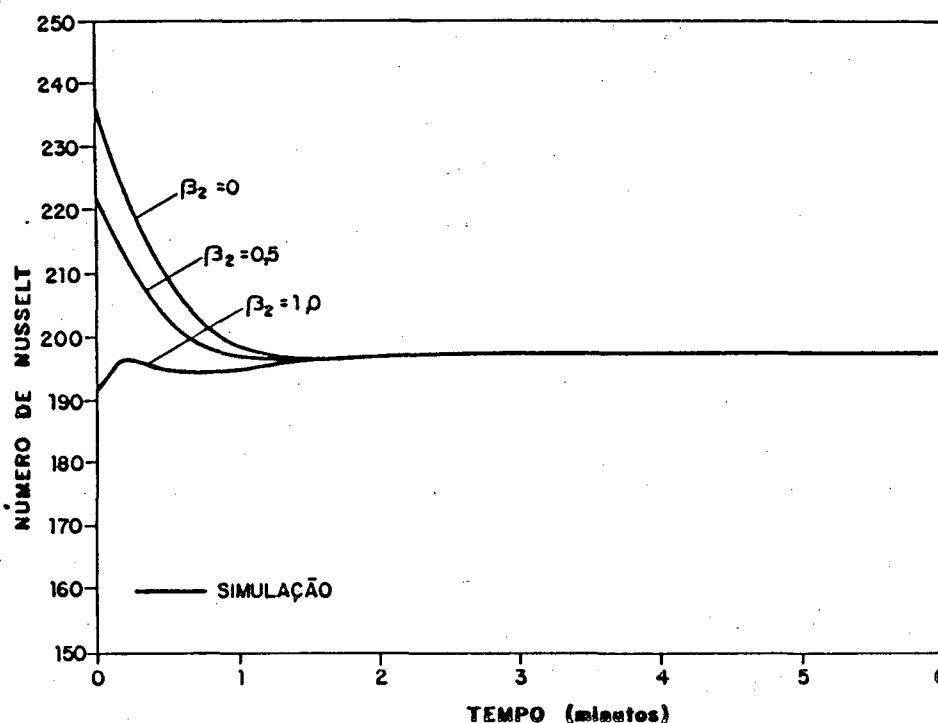


Figura 9.4 - Número de Nusselt na região de saturação do condensador em função do tempo e do parâmetro β_2 .

As variações mostradas nas Figuras 9.3 e 9.4, não provocam, entretanto, alterações significativas no comportamento geral do programa.

Na avaliação das resistências térmicas nas regiões de superaquecimento e de subresfriamento do condensador, empregou-se a equação (8.1), proposta por Dittus-Boelter [15]. As Figuras 9.5 e 9.6 mostram o comportamento destas resistências ao longo do tempo, quando a correlação proposta por Tandon et al. [18] é empregada na avaliação da resistência térmica na região de saturação.

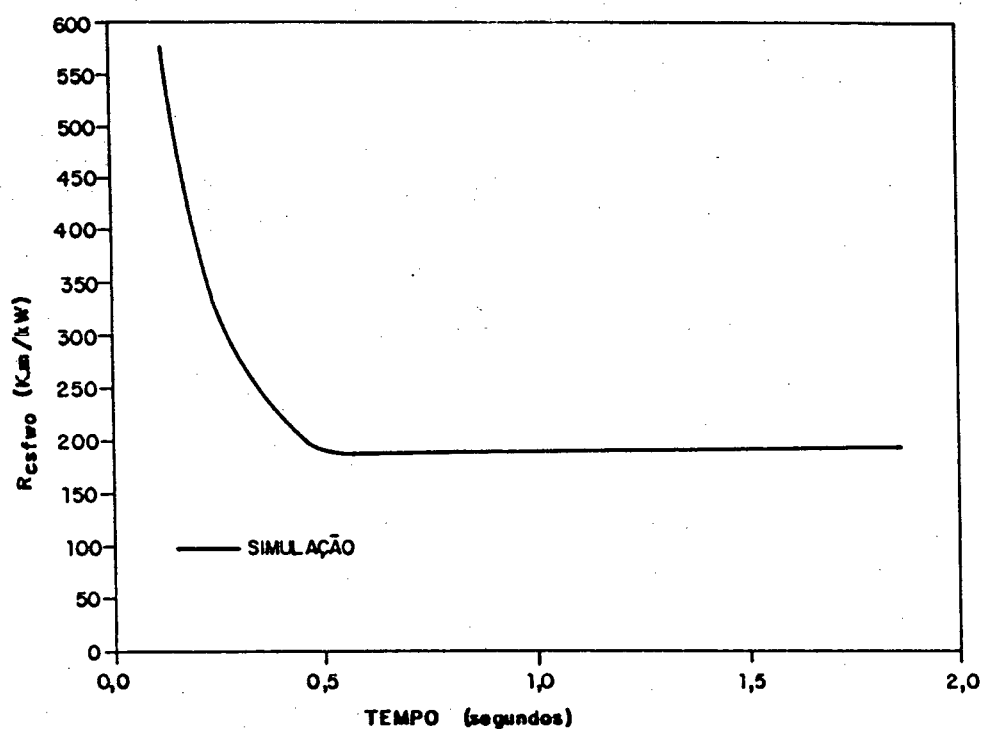


Figura 9.5 - Variação temporal da resistência térmica na região de superaquecimento do condensador.

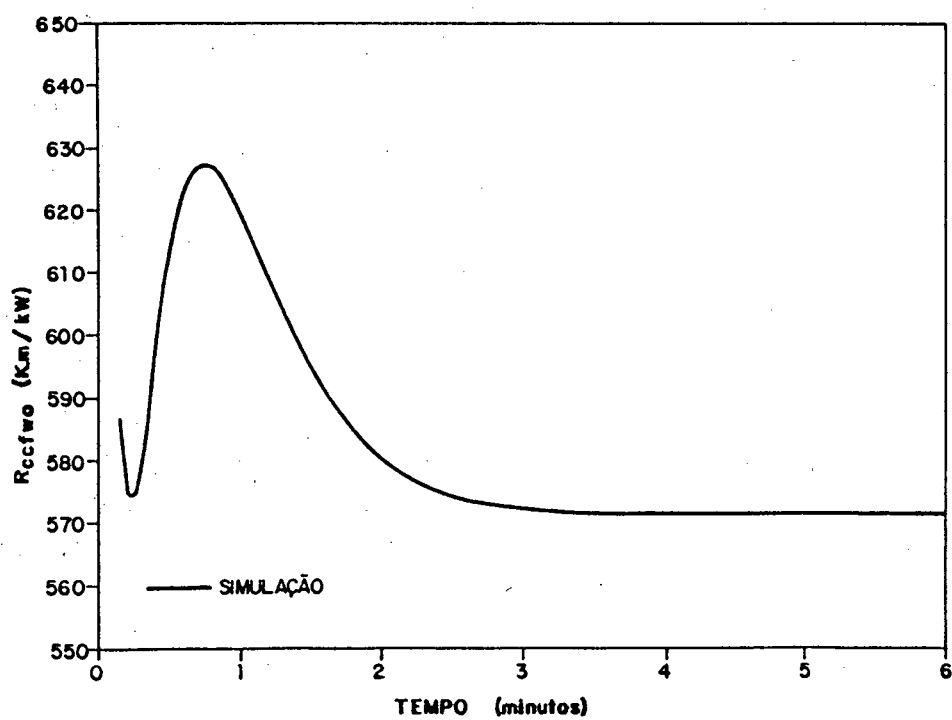


Figura 9.6 - Variação temporal da resistência térmica na região de subresfriamento do condensador.

Como pode ser observado na Figura 9.5, a resistência térmica na região de superaquecimento do condensador decresce rapidamente, logo após a partida do compressor, até atingir um valor aproximadamente constante. Tal comportamento é devido à variação abrupta do fluxo de massa deslocado pelo compressor (ver Figura 9.12), durante este período.

A Figura 9.5 mostra também que tal resistência é relevante apenas por um curto espaço de tempo após a partida do compressor. Isto deve-se ao fato de que, após a formação da primeira gota de líquido no condensador, assume-se que na região mista as condições predominantes, como comentado no Capítulo 3, são as de saturação.

A resistência térmica na região de subresfriamento do condensador, apresenta um comportamento diferente das demais resistências, como mostrado na Figura 9.6. Este comportamento deve-se principalmente às variações no fluxo de massa através do tubo capilar (ver Figura 9.12), o qual é de fundamental importância na determinação do número de Reynolds nesta região do condensador.

Convém ressaltar que, em todos os resultados apresentados neste item, as resistências térmicas na região de saturação e no lado externo do evaporador foram avaliadas, respectivamente, através das correlações propostas por Turaga et al. [27] e McQuiston [30] (ver itens 8.4 e 8.5).

9.1.2 Trocas de Calor por Convecção no Evaporador

Para o lado externo do evaporador, optou-se por utilizar a correlação proposta por McQuiston [30] (ver item 8.5).

A correlação proposta por McQuiston [30], depende apenas da geometria do evaporador e das propriedades do ar. Como a condição do ar na entrada do evaporador é variável com o tempo, conseqüentemente a resistência térmica no lado externo do evaporador não permanece constante. A Figura 9.7

mostra a variação temporal de tal resistência térmica.

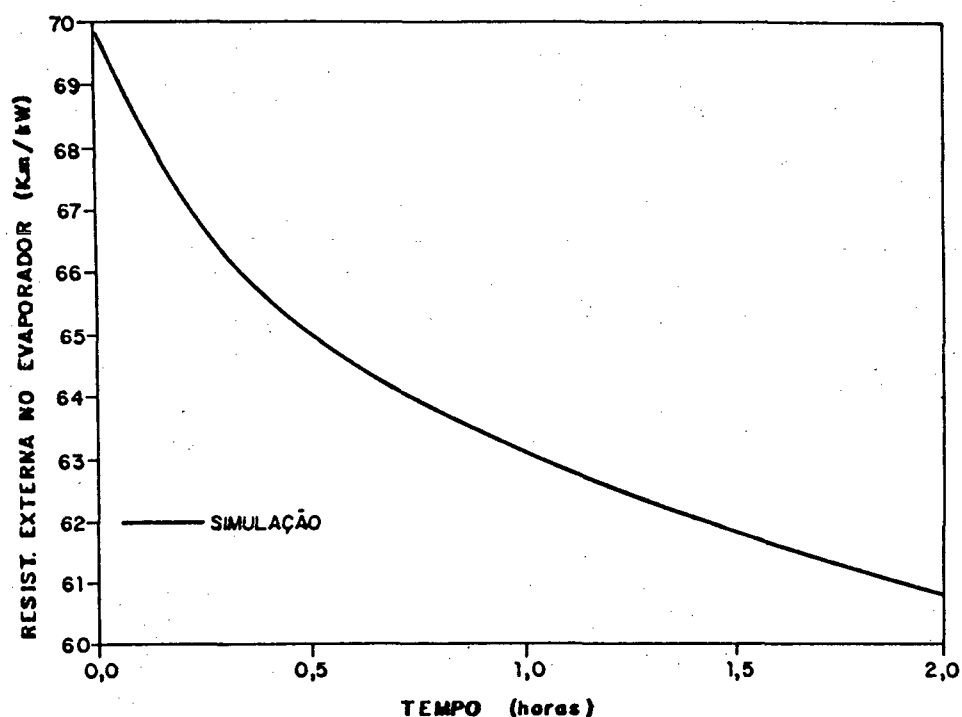


Figura 9.7 - Variação temporal da resistência térmica no lado externo do evaporador.

Na avaliação da resistência térmica no lado interno do evaporador, contendo vapor superaquecido, foi utilizada a equação (8.52), proposta por Dittus-Boelter [15]. A Figura 9.8 mostra o comportamento desta resistência térmica ao longo do tempo.

Como pode ser observado nesta figura, a resistência térmica na região de superaquecimento do evaporador decresce rapidamente logo após a partida do compressor, até que a condição de regime permanente seja obtida. Tal comportamento é devido à variação abrupta no fluxo de massa, do evaporador para o compressor, que ocorre nos momentos iniciais de operação do refrigerador.

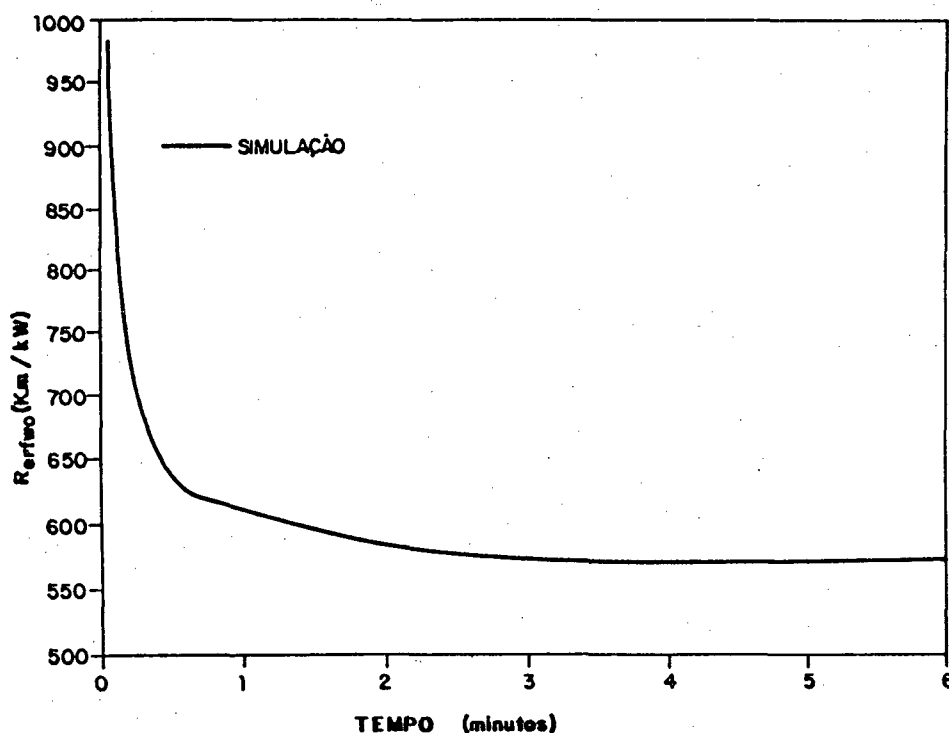


Figura 9.8 - Variação temporal da resistência térmica interna na região de vapor superaquecido no evaporador.

Na região de saturação do evaporador, foram comparadas as correlações propostas por Turaga et al. [27] e Pierre [28] (ver item 8.4). As Figuras 9.9 e 9.10 comparam resultados numéricos e experimentais utilizando uma ou outra correlação.

Como pode ser observado nestas figuras, dependendo da correlação utilizada na avaliação da transferência de calor por convecção na região de saturação do evaporador, o programa desenvolvido computa diferentemente a variação temporal das temperaturas do ar no ambiente climatizado. A influência de tais correlações no comportamento das pressões é, entretanto, desprezível.

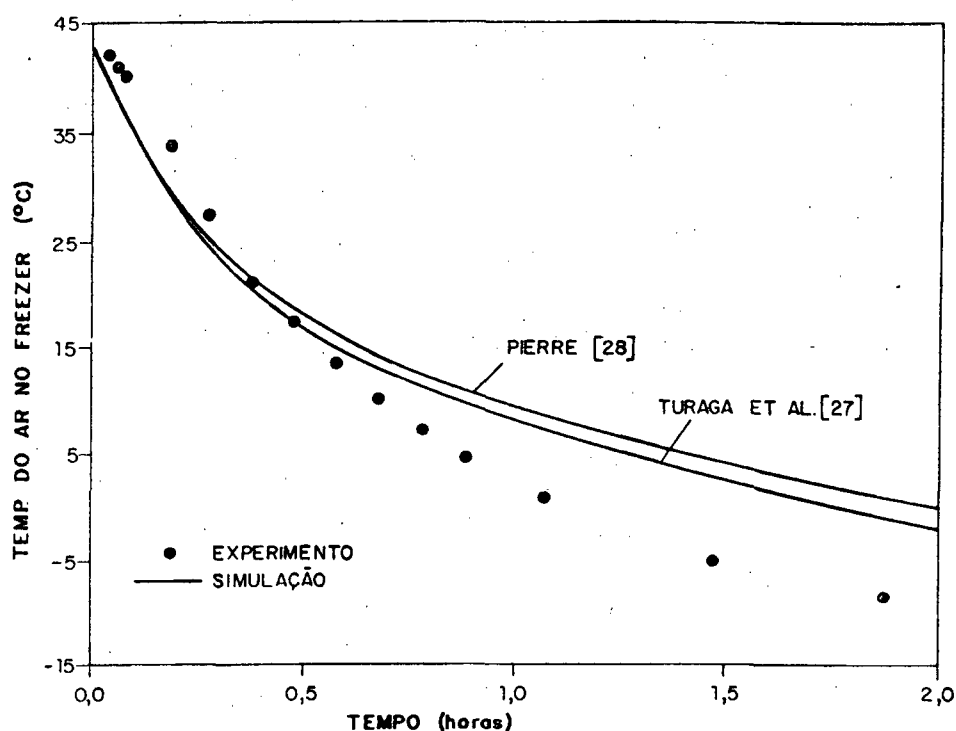


Figura 9.9 - Influência da correlação empregada para avaliar a transferência de calor por convecção na região de saturação do evaporador sobre a temperatura do ar no freezer.

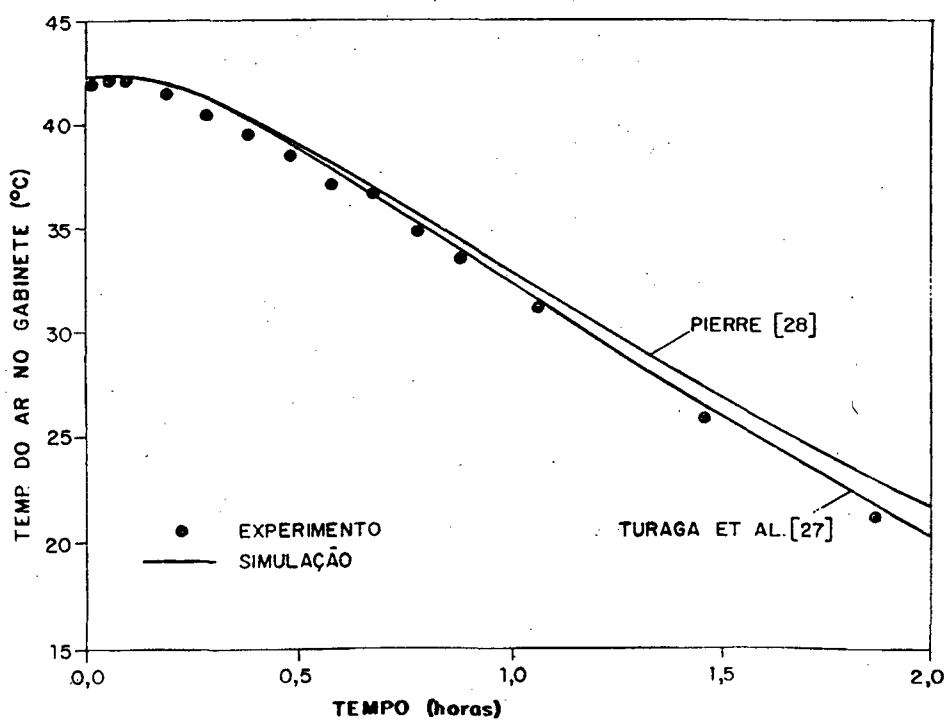


Figura 9.10 - Influência da correlação empregada para avaliar a transferência de calor por convecção na região de saturação do evaporador sobre a temperatura do ar no gabinete.

Conforme fica evidenciado, a correlação proposta por Turaga et al. [27], faz com que as temperaturas no ambiente climatizado sejam computadas mais realisticamente pelo programa.

A temperatura do ar no interior do gabinete apresenta uma excelente comparação com resultados experimentais. O mesmo, entretanto, não se verifica com a temperatura do ar no interior do freezer onde pode-se observar uma pequena diferença no comportamento das curvas, o que provoca, em regime permanente, uma diferença da ordem de 5°C .

A Figura 9.11 mostra a variação temporal da resistência térmica na região bifásica do evaporador quando computada através das equações propostas por Turaga et al. [27] e Pierre [28] (ver item 8.4).

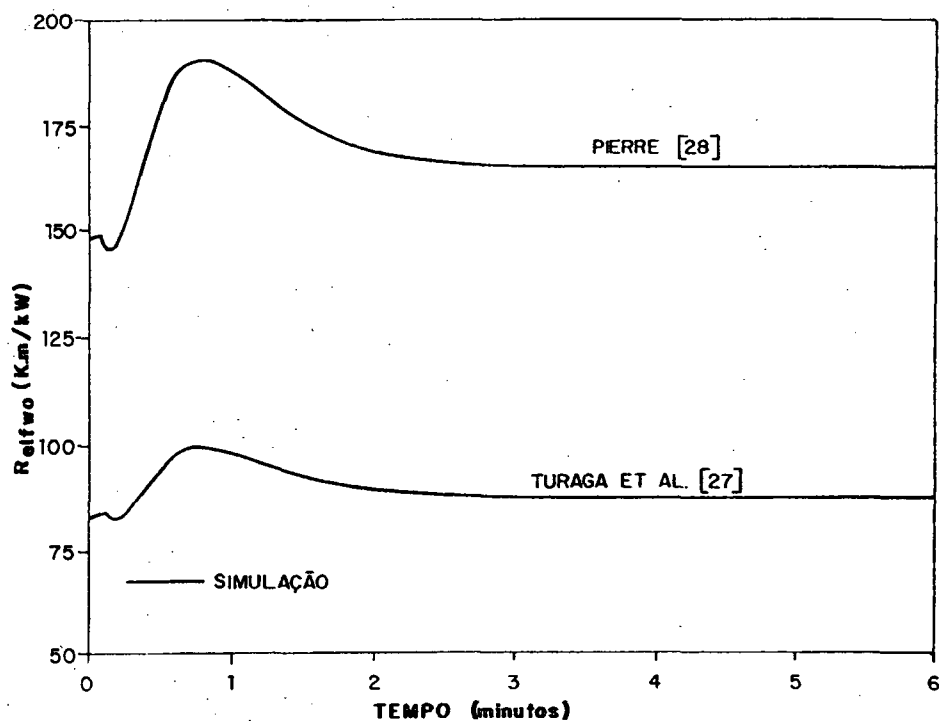


Figura 9.11 - Comparação entre as correlações empregadas para avaliar a resistência térmica na região de saturação do evaporador.

Observa-se na Figura 9.11, que a resistência térmica na região de saturação do evaporador quando determinada através da correlação proposta por Pierre [28] é cerca de 2 vezes superior que a fornecida pela correlação proposta por Turaga et al. [27]. Esta diferença, entretanto, não influencia significativamente as temperaturas resultantes no freezer e no gabinete.

Convém ressaltar que, em todos os resultados apresentados neste item, as resistências térmicas na região de saturação e no lado externo do condensador foram avaliadas, respectivamente, através das correlações propostas por Tandon et al. [18] e Webb [23].

Após as análises da influência das diferentes correlações sobre o desempenho do programa desenvolvido, fica evidenciado que, para o sistema de refrigeração que emprega um condensador com movimentação forçada de ar, as correlações propostas por Webb [23] e Tandon et al. [18] no condensador, e McQuiston [30] e Turaga et al. [27] no evaporador, proporcionam a melhor concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Desta forma, estas correlações serão utilizadas em todos os resultados a serem apresentados nos itens subseqüentes.

9.1.3 Vazão Mássica de Refrigerante Através do Compressor e do Tubo Capilar

A Figura 9.12 mostra o comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar, computados pelo programa geral de simulação.

Como pode ser observado na Figura 9.12, o fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor cresce rapidamente, atingindo um valor máximo, segundos após a partida do compressor. A partir deste ponto sofre uma redução gradual até a condição de regime permanente. O fluxo de massa máximo deslocado pelo compressor, ocorre exatamente no instante em que a rotação do compressor atinge sua condição de regime permanente (ver Figura 2.3). Após

este instante, a relação de pressão cresce significativamente, ocasionando a redução do rendimento volumétrico e, conseqüentemente, do fluxo de massa deslocado pelo compressor.

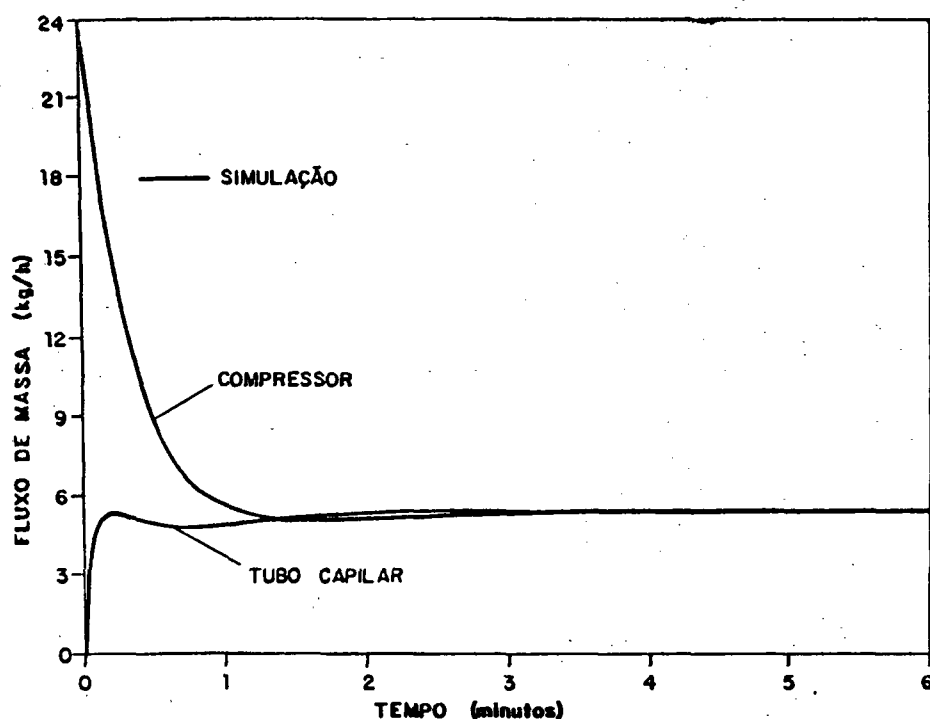


Figura 9.12 - Variação temporal do fluxo de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar.

A Figura 9.12, mostra também que o fluxo de massa através do tubo capilar cresce mais lentamente, atingindo um valor máximo segundos após a partida do compressor, no instante em que ocorre o maior diferencial de pressão no sistema, como observa-se na Figura 9.1. Após este ponto, o fluxo de massa sofre uma pequena redução e torna a crescer novamente, devido ao maior grau de subresfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Infelizmente, uma comparação de tais resultados com os resultados experimentais não é possível, devido à inexistência destas medições.

9.1.4 Temperatura do Refrigerante na Saída do Condensador

A Figura 9.13 mostra a comparação entre a temperatura do refrigerante na saída do condensador avaliada numérica e experimentalmente.

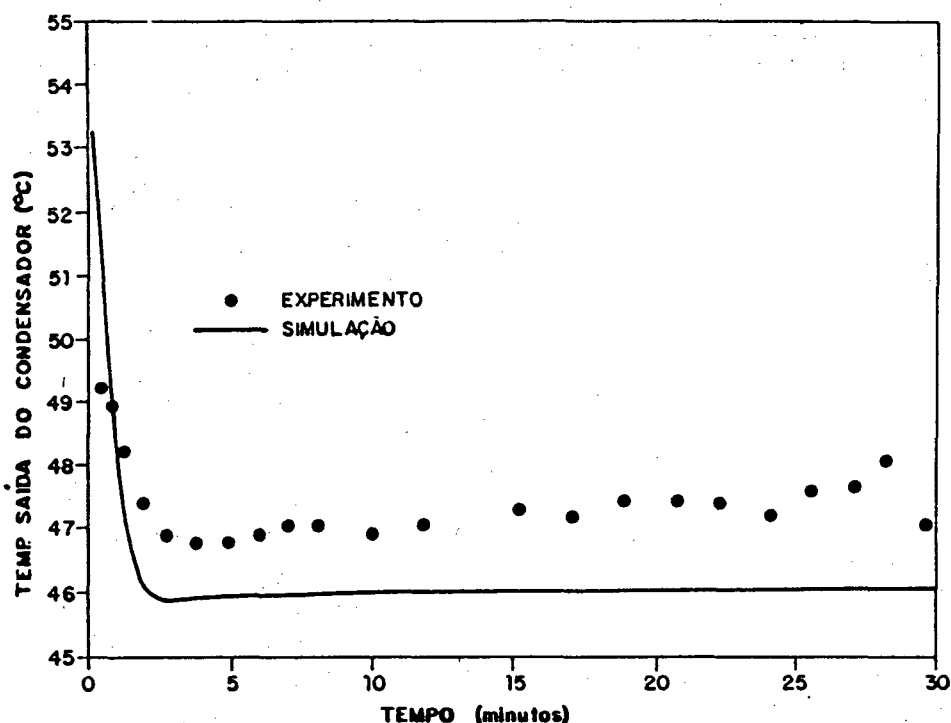


Figura 9.13 - Variação temporal da temperatura do refrigerante na saída do condensador.

Conforme fica evidenciado na Figura 9.13, a temperatura do refrigerante na saída do condensador computada pelo programa, a qual é representada pela temperatura do líquido subresfriado, apresenta excelente concordância com os resultados experimentais. Tal fato demonstra claramente, que a consideração de uma variação linear do título (ver equação (3.20)) na região de saturação do condensador, representa razoavelmente bem a situação real no condensador, especialmente após o primeiro minuto de operação do compressor.

9.1.5 Potência Consumida pelo Motor do Compressor

A Figura 9.14 mostra o consumo de energia do motor do compressor ao longo do tempo.

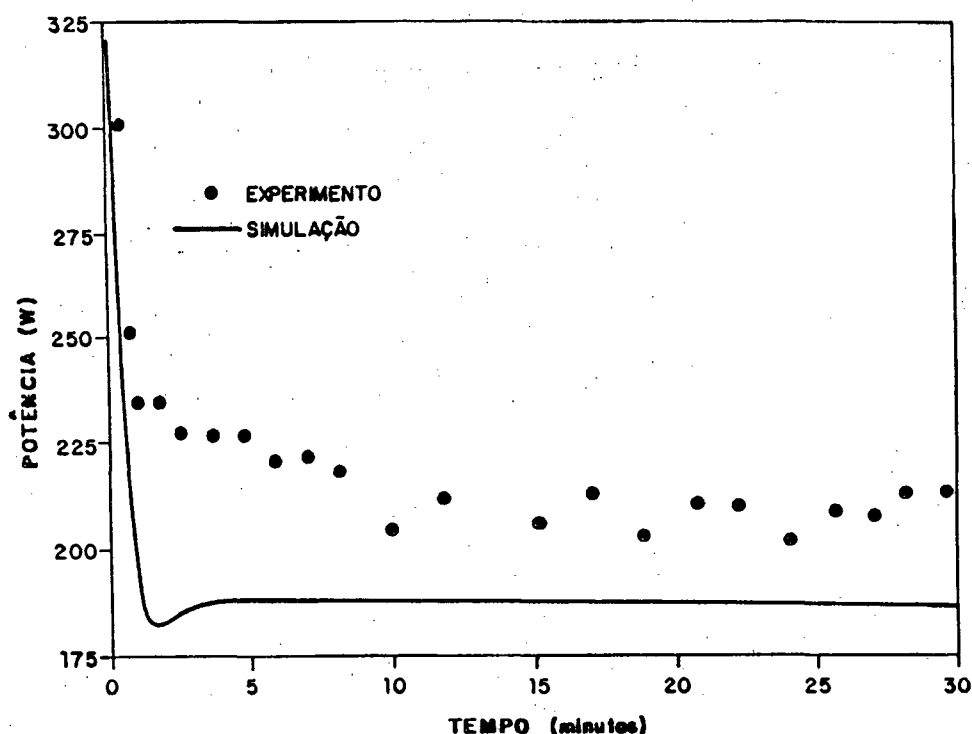


Figura 9.14 - Potência consumida pelo motor do compressor.

Observa-se na Figura 9.14, que a potência consumida pelo motor do compressor inferida pelo programa, apresenta uma razoável comparação com dados experimentais, nas condições de regime permanente. Nestas condições a diferença é da ordem de 18 W, o que corresponde a 9%. No período de transiente mais severo, entretanto, esta diferença chega a atingir 18%, revelando uma incapacidade do programa em prever realisticamente o fluxo de massa, nos momentos iniciais de operação do compressor.

A seguir considerar-se-á um refrigerador que emprega um condensador com movimentação natural de ar.

9.2 Refrigerador com Condensador com Movimentação Natural de Ar

9.2.1 Fluxo de Massa Através do Compressor

A Figura 9.15 mostra uma comparação entre o fluxo de massa de refrigerante através do compressor, inferido pelo programa, com dados experimentais.

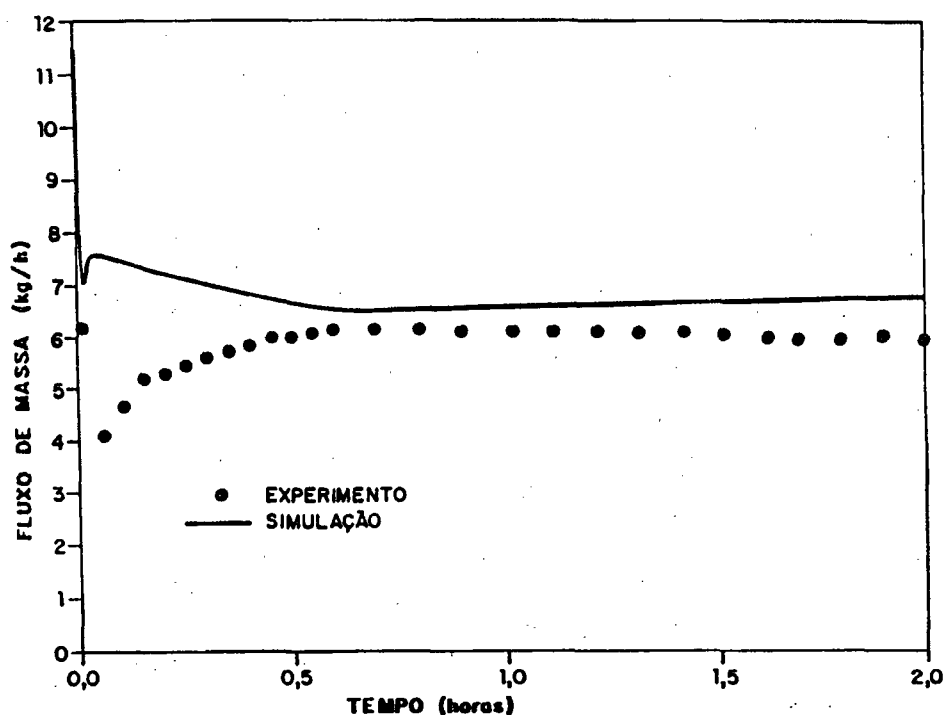


Figura 9.15 - Variação temporal do fluxo de massa de refrigerante através do compressor.

Conforme fica evidenciado através da Figura 9.15, a comparação entre resultados numéricos e experimentais é bastante boa, a partir dos 25 minutos iniciais de operação do compressor, quando a variação temporal do fluxo de massa passa a ser desprezível.

Nos primeiros 25 minutos de operação do refrigerador, a discrepância entre os resultados é bastante significativa, indicando que a modelação empregada para avaliar o fluxo de massa através do compressor carece de um

refinamento, em uma etapa futura deste trabalho.

A utilização do fator de correção, α , determinado em condições de regime permanente numa temperatura na sucção do compressor fixa ($32,2^{\circ}\text{C}$) e numa temperatura de condensação fixa ($54,4^{\circ}\text{C}$) (ver Apêndice A), como uma constante ao longo da simulação, revelou-se inadequada para os momentos iniciais de operação do refrigerador.

9.2.2 Trocas de Calor no Condensador

Na avaliação das trocas de calor do lado externo do condensador com movimentação natural de ar, foram comparadas duas correlações. A primeira proposta por Papanek [24], considera tubos e arames como um único componente, enquanto que na indicada por Cyphers et al. [25], os mesmos são tratados separadamente (ver item 8.3). Tais correlações, são dependentes da geometria do condensador e das propriedades do ar, as quais são avaliadas na temperatura do filme através da equação (8.36). Como a temperatura do filme é dependente da temperatura da parede em cada região do condensador, e estas sofrem alterações ao longo do tempo e diferem entre si, a resistência térmica do lado externo do condensador com movimentação natural de ar não será única e apresentará uma variação por um curto espaço de tempo após a partida do compressor. A Figura 9.16 mostra o comportamento de tal resistência térmica, quando computada através das equações propostas por Papanek [24] e Cyphers et al. [25].

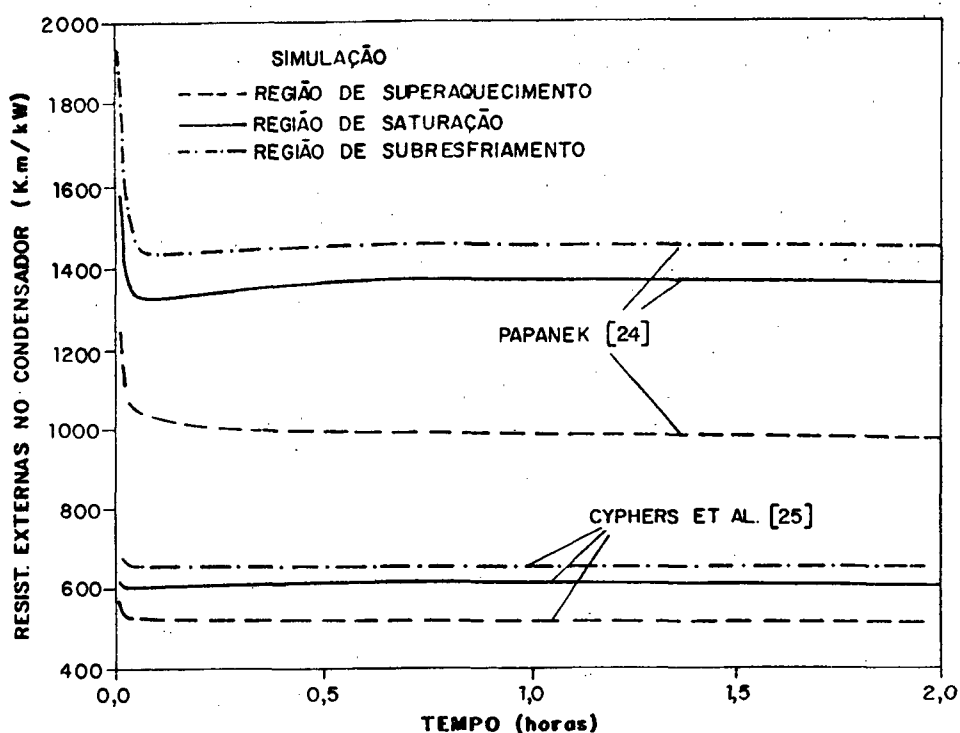


Figura 9.16 - Comparação entre as correlações empregadas para avaliar as resistências térmicas no lado externo do condensador.

Conforme esperado, a resistência térmica no lado externo do condensador com movimentação natural de ar é significativamente maior quando comparada com a do condensador com movimentação forçada de ar.

Observa-se também, que a correlação proposta por Papanek [24] fornece valores 2,3 vezes superiores aos valores sugeridos por Cyphers et al. [25].

A Figura 9.17 mostra uma comparação entre as pressões de sucção e descarga computadas pelo programa, utilizando uma ou outra correlação, com resultados experimentais.

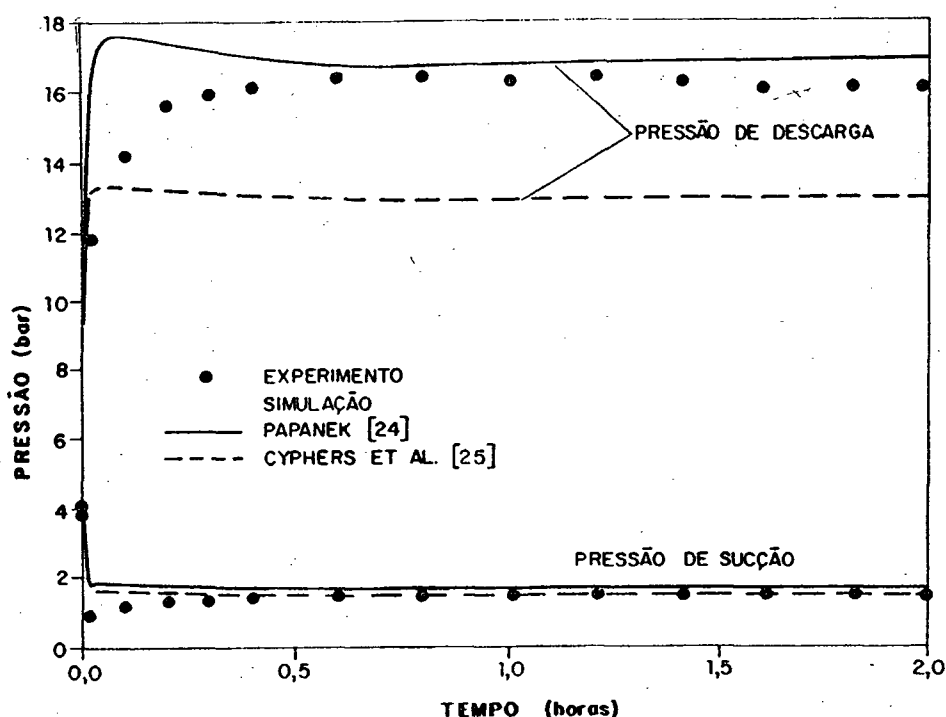


Figura 9.17 - Influência da correlação utilizada para avaliar a transferência de calor no lado externo do condensador sobre as pressões de sucção e descarga.

Esta figura mostra que, quando o programa utiliza a correlação proposta por Papanek [24], obtém-se uma concordância mais adequada da pressão de descarga com resultados experimentais, especialmente após os primeiros 25 minutos de operação do compressor. As diferenças encontradas (máximo de 20%), nos 25 minutos iniciais de operação do refrigerador, são ocasionadas pela inabilidade do programa em prever realisticamente o fluxo de massa durante este período.

Devido aos altos valores encontrados para a resistência térmica do condensador com movimentação natural de ar, decidiu-se por não investigar o efeito das trocas de calor por convecção no lado interno.

Convém ressaltar que, nos resultados apresentados neste item e nos subseqüentes, as resistências térmicas na região de saturação do condensador, no lado externo e na região de saturação do evaporador foram avaliadas,

respectivamente, através das correlações propostas por Tandon et al. [18], McQuiston [30] e Turaga et al. [27].

9.2.3 Temperaturas do Ar nos Ambientes Climatizados

As Figuras 9.18 e 9.19 apresentam uma comparação entre as temperaturas do ar no freezer e no gabinete, computadas pelo programa, com resultados experimentais.

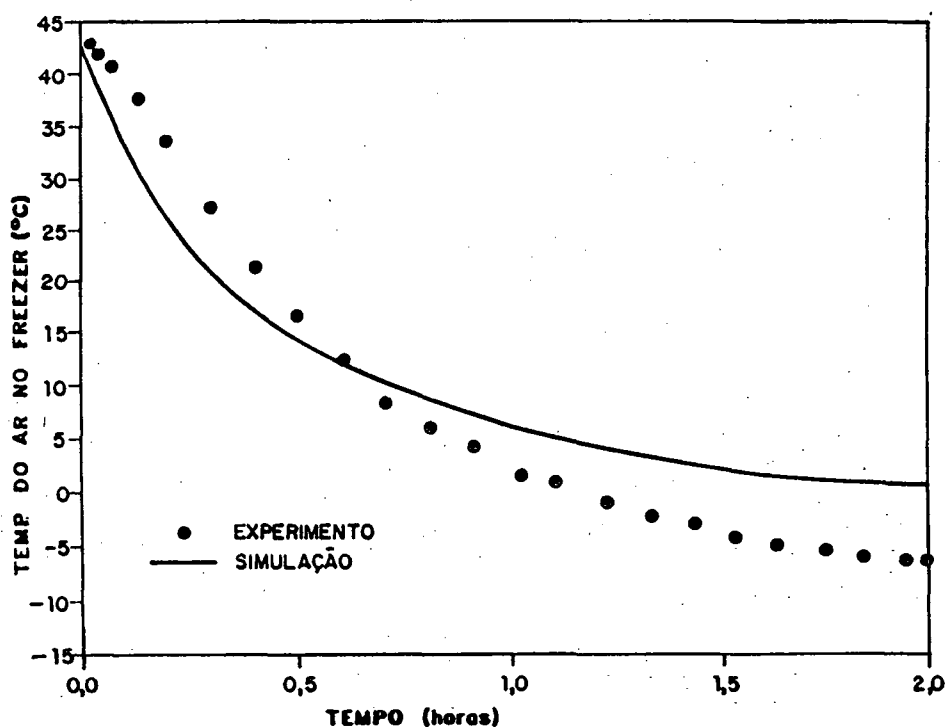


Figura 9.18 - Variação temporal da temperatura do ar no freezer.

A Figura 9.18, mostra uma concordância razoável entre os resultados numéricos e experimentais. Durante os 25 minutos iniciais de operação do compressor, o excesso de fluxo de massa previsto pelo programa, associado com o pequeno volume do freezer e com a dificuldade em se determinarem adequadamente as capacidades térmicas envolvidas, provoca uma discrepância máxima da ordem de 5°C. Após este período, próximo à região de regime

permanente, esta discrepância aumenta para cerca de 7°C.

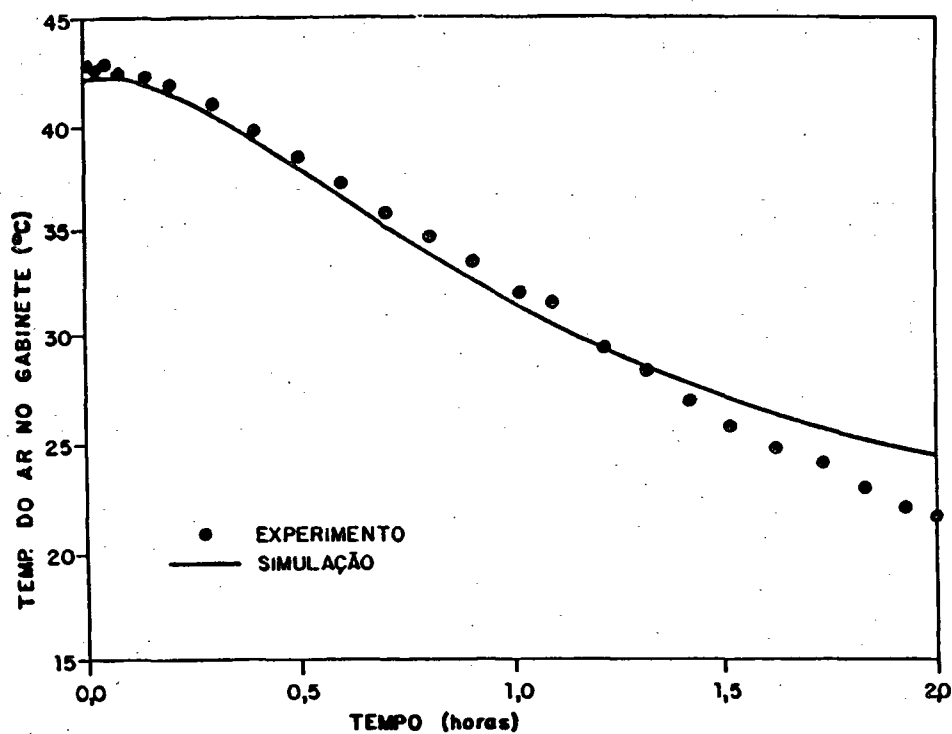


Figura 9.19 - Variação temporal da temperatura do ar no gabinete.

Para o gabinete (Figura 9.19), devido à seu maior volume, obtém-se uma melhor concordância durante o transiente inicial, mas observa-se uma diferença da ordem de 3°C, próximo ao início da região de regime permanente.

9.2.4 Temperatura do Refrigerante na Saída do Condensador

Como pode ser observado na Figura 9.20, os resultados do programa comparam bem com os resultados experimentais após os primeiros 25 minutos de operação do compressor.

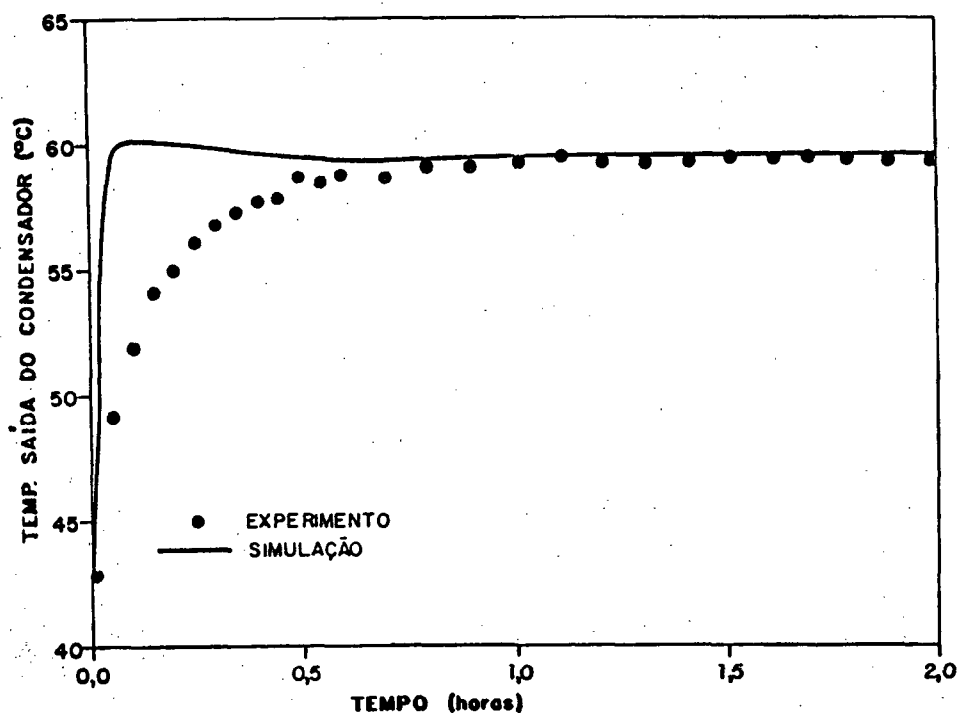


Figura 9.20 - Temperatura do refrigerante na saída do condensador.

Nos 25 minutos iniciais, entretanto, a temperatura do refrigerante na saída do condensador, computada pelo programa, assume valores mais elevados do que os determinados experimentalmente. Este efeito deve-se ao acúmulo de refrigerante no condensador, provocado pelo fluxo de massa, em excesso, inferido pelo programa.

9.2.5 Potência Consumida pelo Motor do Compressor

A Figura 9.21 mostra o consumo de energia do motor do compressor em função do tempo.

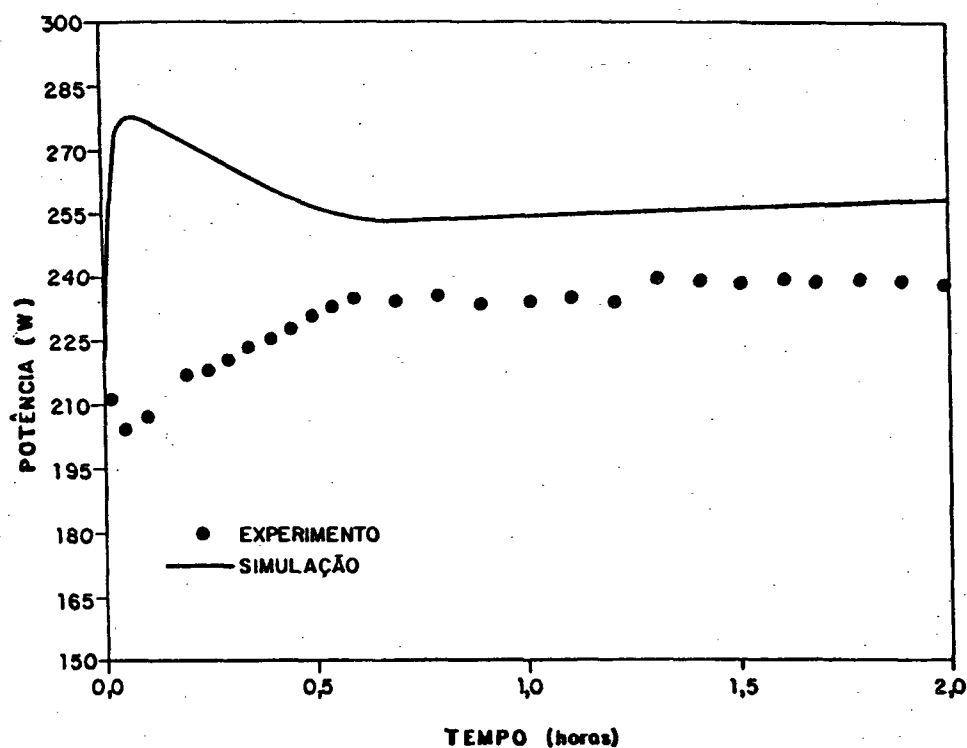


Figura 9.21 - Potência consumida pelo motor do compressor em função do tempo.

Devido às previsões elevadas do fluxo de massa nos 25 minutos iniciais de funcionamento do compressor, os resultados fornecidos pelo programa diferem substancialmente dos resultados experimentais neste período.

À medida que as condições de regime permanente vão sendo atingidas, a concordância torna-se bem melhor, estabilizando numa diferença da ordem de 9%.

Neste momento, torna-se importante avaliar os efeitos das trocas de calor que ocorrem entre o refrigerante e a linha de descarga no interior do compressor.

9.3 Análise dos Efeitos das Trocas de Calor entre o Refrigerante e a Linha de Descarga no Interior da Carcaça do Compressor

A Figura 9.22 apresenta, para o refrigerador com condensador com movimentação forçada de ar, a variação temporal da temperatura do refrigerante no interior da carcaça do compressor (avaliada numericamente), na corneta e na câmara de sucção do compressor, (determinadas experimentalmente) (ver Figura G.1).

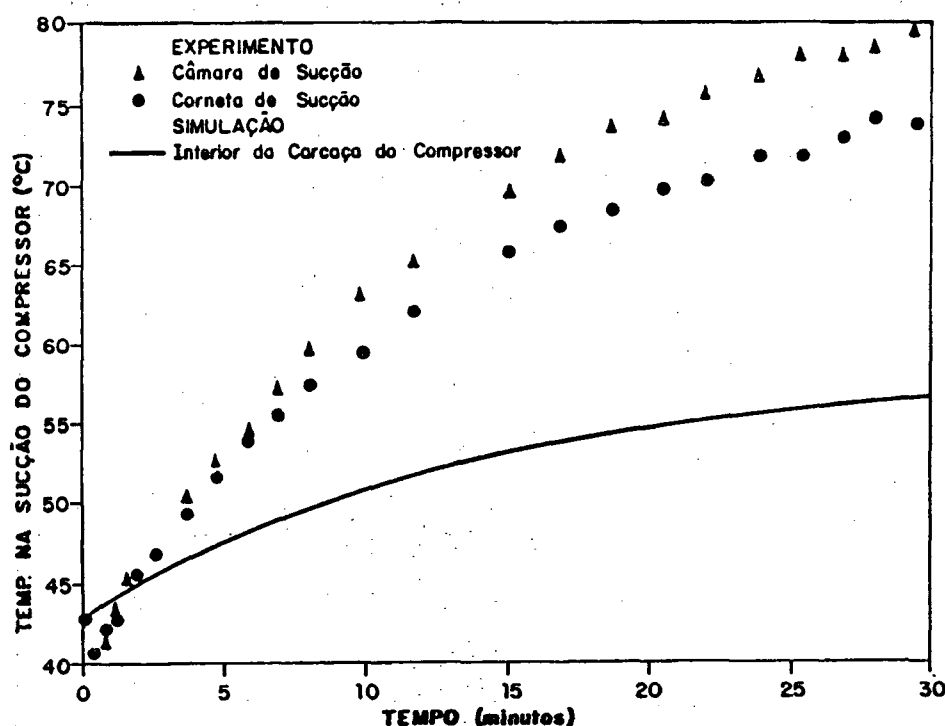


Figura 9.22 - Temperaturas do refrigerante no interior da carcaça do compressor do refrigerador com movimentação forçada de ar.

Conforme fica evidenciado na Figura 9.22, a temperatura do refrigerante na entrada do cilindro, difere substancialmente da temperatura do mesmo no interior da carcaça do compressor. A elevação da temperatura é ocasionada em parte pela transferência de calor da linha de descarga no

interior da carcaça, e em parte devida ao aquecimento que ocorre durante o processo de sucção. Estas trocas de calor, entretanto, são desprezadas no modelo proposto no Capítulo 5.

O aquecimento sofrido pelo refrigerante durante o processo de admissão, ocasiona uma redução no rendimento volumétrico real. Este efeito, contribui para elevar as discrepâncias entre resultados experimentais e computacionais nos momentos iniciais de operação do compressor.

A Figura 9.23 mostra a variação temporal da temperatura do refrigerante no final do curso de compressão (avaliada numericamente), na câmara de descarga, na linha de descarga e na entrada do condensador com movimentação forçada de ar (determinadas experimentalmente).

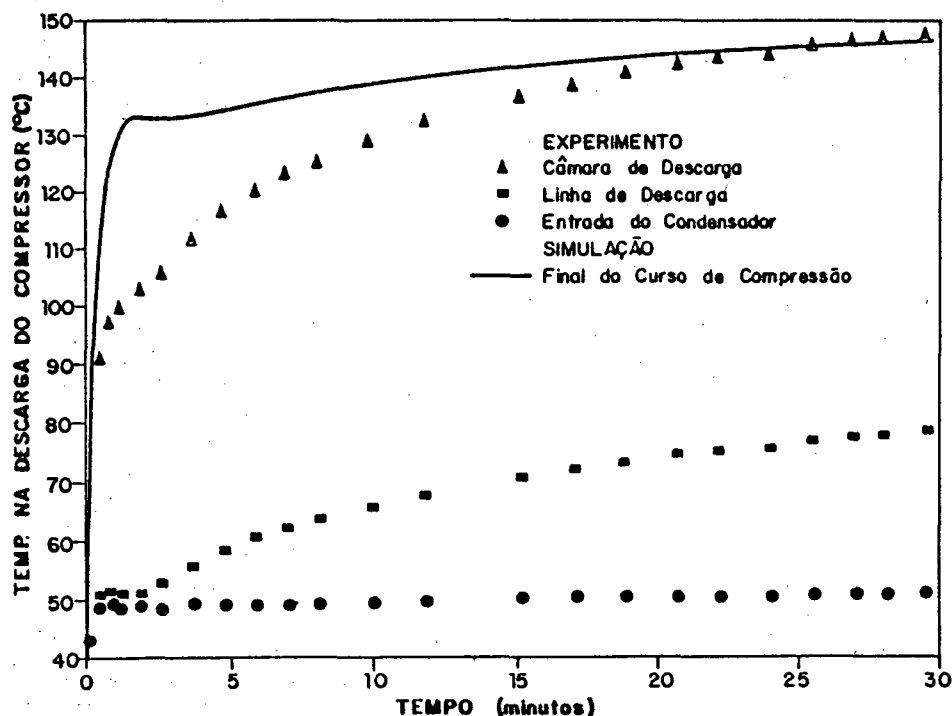


Figura 9.23 - Variação temporal das temperaturas na região de descarga do refrigerador com condensador com movimentação forçada de ar.

Como pode ser observado na Figura 9.23, o refrigerante no final do curso de compressão assume, nos primeiros minutos de operação do compressor, temperaturas mais elevadas do que as verificadas na câmara de descarga. Este efeito já era esperado, pois como mostrado na Figura 9.1, durante este período o programa fornece relações de pressão mais altas do que as obtidas experimentalmente, ocasionando a elevação da temperatura do refrigerante na descarga do compressor. Após este período, a temperatura do refrigerante, inferida pelo programa, tende a atingir valores inferiores aos experimentais. Isto deve-se ao fato de as pressões estimadas e reais serem praticamente iguais, ao mesmo tempo em que a temperatura do refrigerante no interior da carcaça do compressor, inferida pelo programa, é inferior à temperatura real. Tal fato aumenta a transferência de calor que ocorre na porção da linha de descarga no interior do compressor, o que conseqüentemente reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor.

No modelo proposto para o compressor, descrito no Capítulo 2, considera-se que a condição do refrigerante na linha de descarga do compressor é igual à condição do mesmo na câmara de descarga (final da etapa de compressão). A Figura 9.23 entretanto, mostra que a temperatura do refrigerante entre estes dois pontos sofre uma redução significativa, devido às trocas de calor que ocorrem entre a linha de descarga e o refrigerante no interior da carcaça do compressor.

A Figura 9.23 mostra também que, a temperatura do refrigerante sofre uma redução menos significativa ao passar através da canalização que liga o compressor ao condensador. Os efeitos da transferência de calor nesta linha estão sendo aproximados, no modelo proposto no Capítulo 3, através da adição de seu comprimento ao comprimento do condensador.

As Figuras 9.24 e 9.25 apresentam, para um refrigerador com movimentação natural de ar, a variação temporal das temperaturas do refrigerante, nas regiões de sucção e descarga.

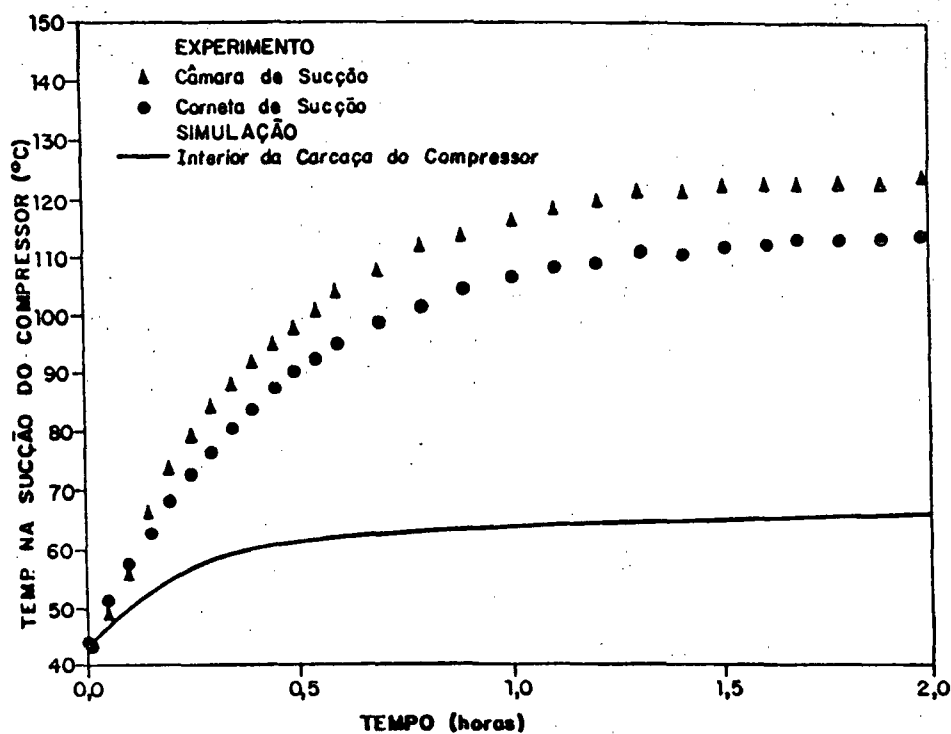


Figura 9.24 - Temperaturas do refrigerante na região de sucção do compressor do refrigerador com condensador com movimentação natural de ar.

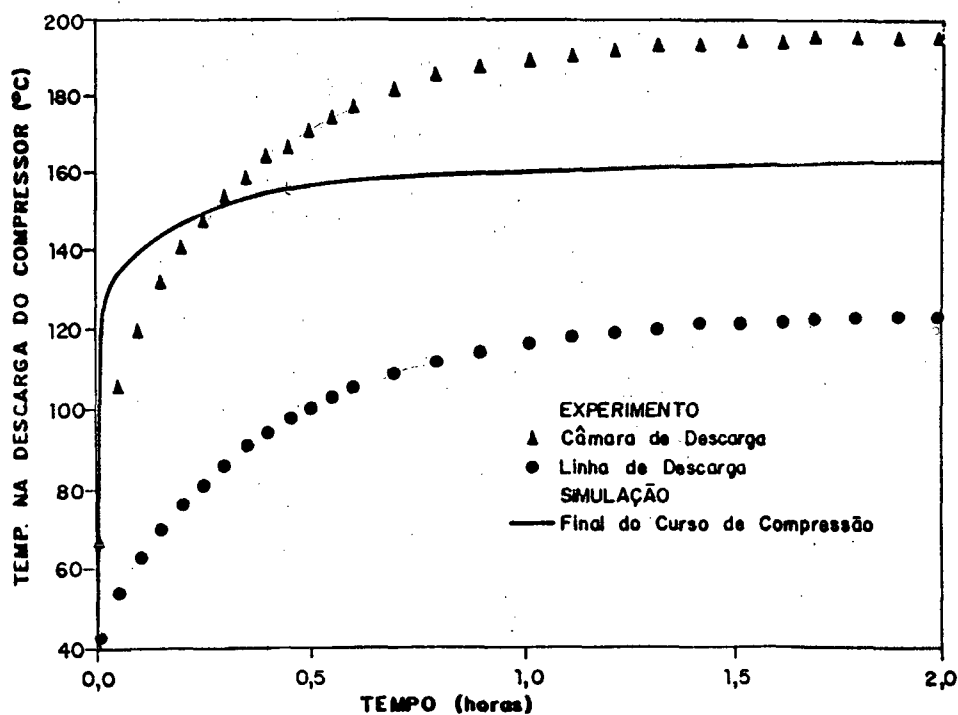


Figura 9.25 - Temperaturas do refrigerante na região de descarga do compressor do refrigerador com condensador com movimentação natural de ar.

A exemplo das Figuras 9.22 e 9.23, fica mais uma vez evidenciado que existem variações significativas da temperatura, tanto na região de descarga como de sucção. Faz-se necessário, expandir a subrotina do compressor como forma de avaliar as perdas de carga e transferência de calor no interior deste componente, e assim promover alterações nos valores da temperatura de sucção e de descarga.

CAPÍTULO 10

ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PROGRAMA

O programa geral de simulação desenvolvido é formado por um conjunto de subrotinas que modelam individualmente cada componente do sistema de refrigeração. Utilizando o referido programa pode-se prever o desempenho do sistema, quando são feitas alterações num determinado componente, ou então quando as condições de operação são modificadas.

Com o objetivo de demonstrar as potencialidades do programa apresentar-se-á, neste capítulo, uma análise de sensibilidade do mesmo a alguns parâmetros geométricos e de operação do refrigerador.

10.1 Tubo Capilar

Neste item, mostrar-se-ão os efeitos sobre o comportamento geral do programa de simulação, quando as dimensões características do tubo capilar são alteradas.

O primeiro parâmetro a ser analisado é o comprimento. Serão considerados dois casos. Um tubo capilar com comprimento 20% maior, e outro com comprimento 20% menor do que o utilizado no experimento. O diâmetro interno do tubo capilar, neste caso, permanecerá inalterado.

A Figura 10.1 mostra o comportamento dos correspondentes fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar, inferidos pelo programa, para um refrigerador que emprega um condensador com movimentação forçada de ar.

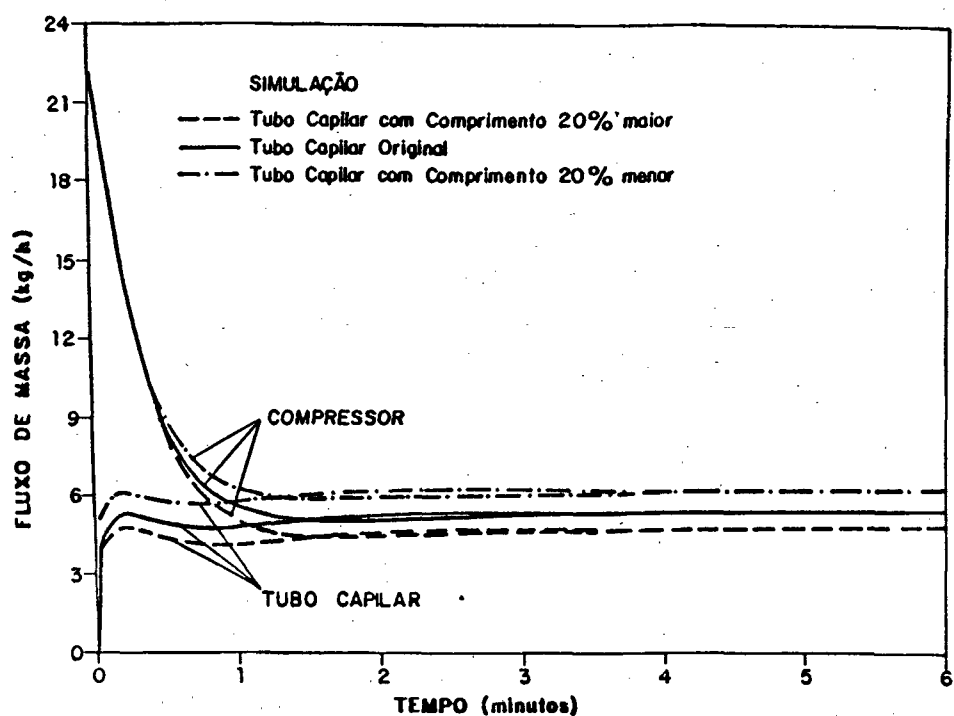


Figura 10.1 - Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar.

Observa-se nesta figura que, aumentando o comprimento do tubo capilar obtém-se uma redução no fluxo de massa de refrigerante, tanto através do compressor como do tubo capilar. Isto deve-se ao fato de que, com o acréscimo do comprimento, a área de contacto entre o refrigerante e o tubo capilar é aumentada, elevando assim o atrito e reduzindo, conseqüentemente, o fluxo de massa. Efeitos contrários são obtidos quando o comprimento do tubo capilar é reduzido.

As Figuras 10.2, 10.3 e 10.4 mostram, respectivamente, os efeitos de tais alterações sobre o comportamento das pressões de sucção e descarga, da potência consumida pelo motor do compressor e sobre a temperatura do refrigerante na saída do condensador.

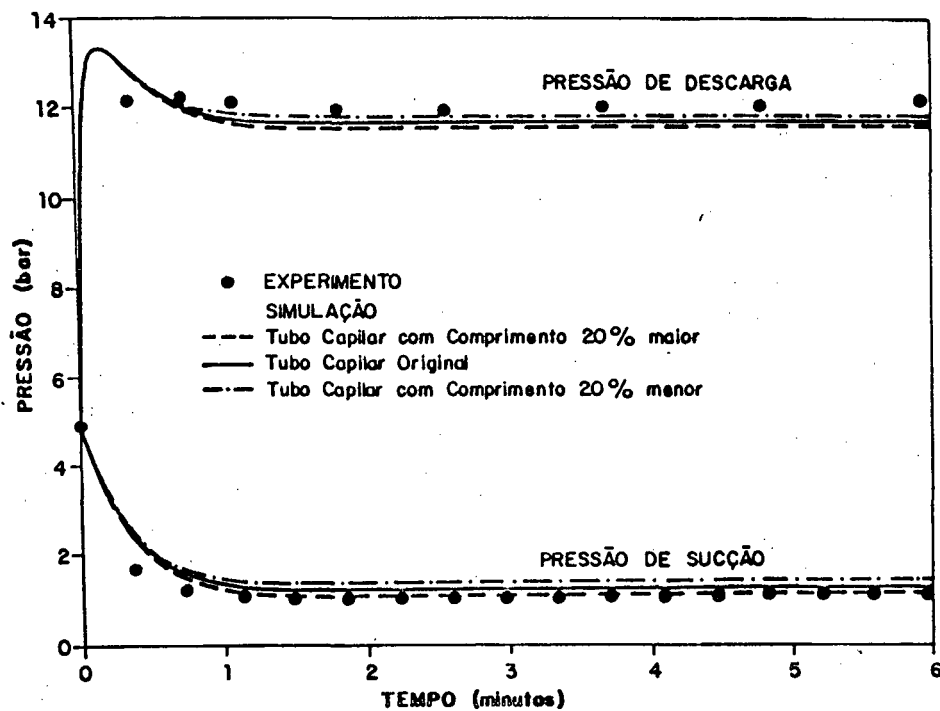


Figura 10.2 - Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento das pressões de sucção e descarga.

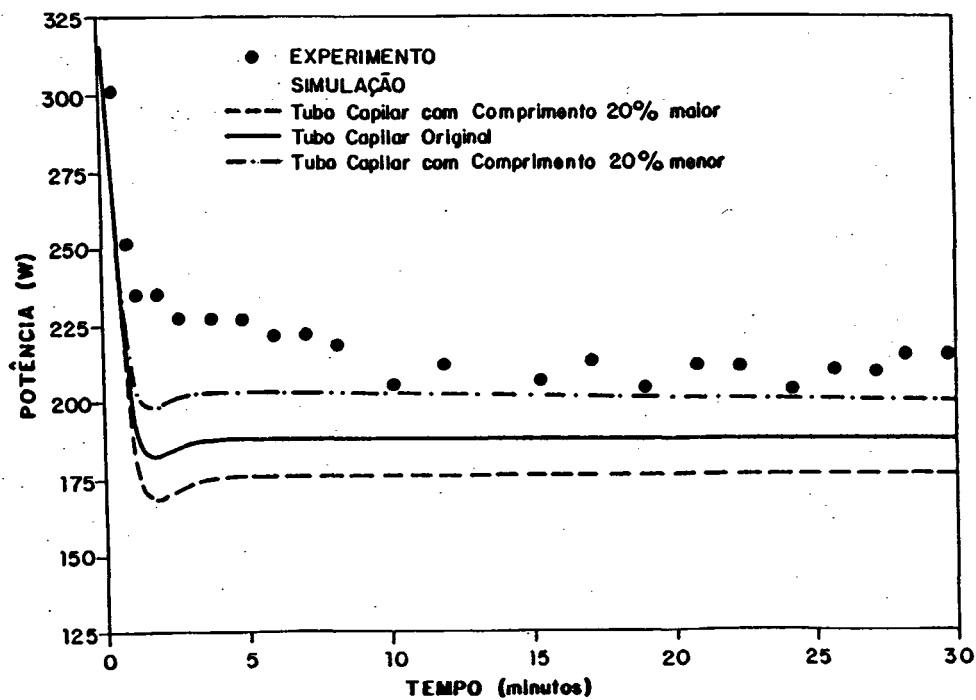


Figura 10.3 - Influência do comprimento do tubo capilar no comportamento da potência consumida pelo motor do compressor.

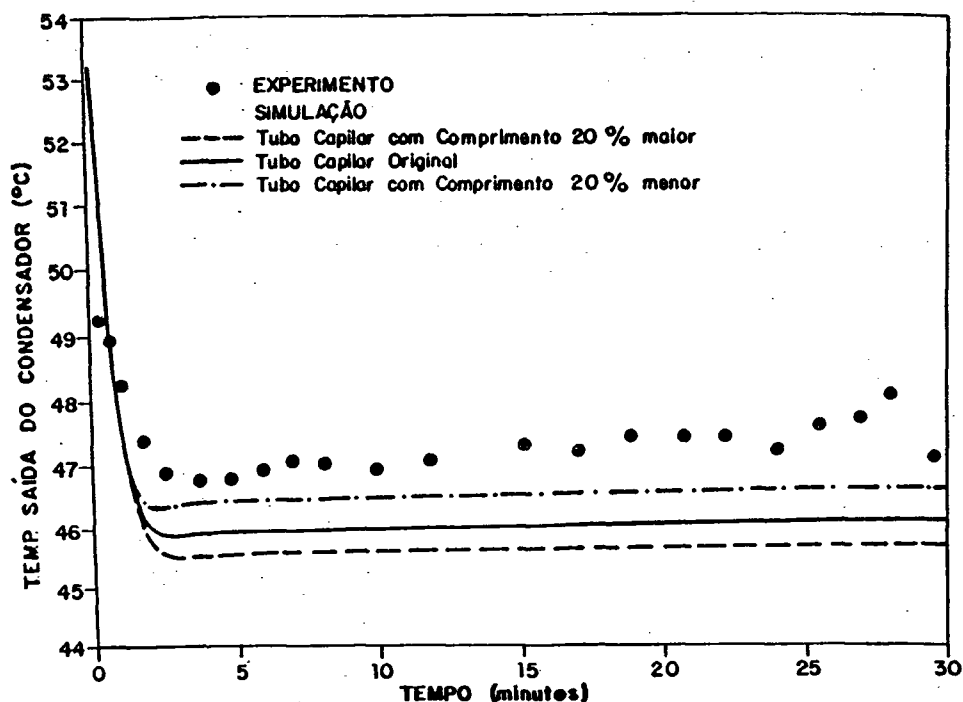


Figura 10.4 - Influência do comprimento do tubo capilar na temperatura do refrigerante na saída do condensador.

Embora as variações de comprimento não afetem significativamente as pressões de sucção e descarga, as Figuras 10.3 e 10.4, indicam claramente que a concordância com resultados experimentais é melhorada quando o comprimento original é reduzido em 20%. Tal fato demonstra o cuidado que se deve ter na obtenção dos parâmetros geométricos, a serem utilizados como dados de entrada no programa (ver Apêndice F), em face da elevada sensibilidade de determinadas variáveis a tais parâmetros.

O segundo parâmetro a ser analisado é o diâmetro interno do tubo capilar. Serão também considerados dois casos. Um tubo capilar com diâmetro interno 10% superior, e outro com diâmetro interno 10% inferior ao utilizado no experimento. O comprimento do tubo capilar, neste caso, permanecerá inalterado.

A Figura 10.5 mostra o comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar, computados pelo programa, quando tais alterações são consideradas.

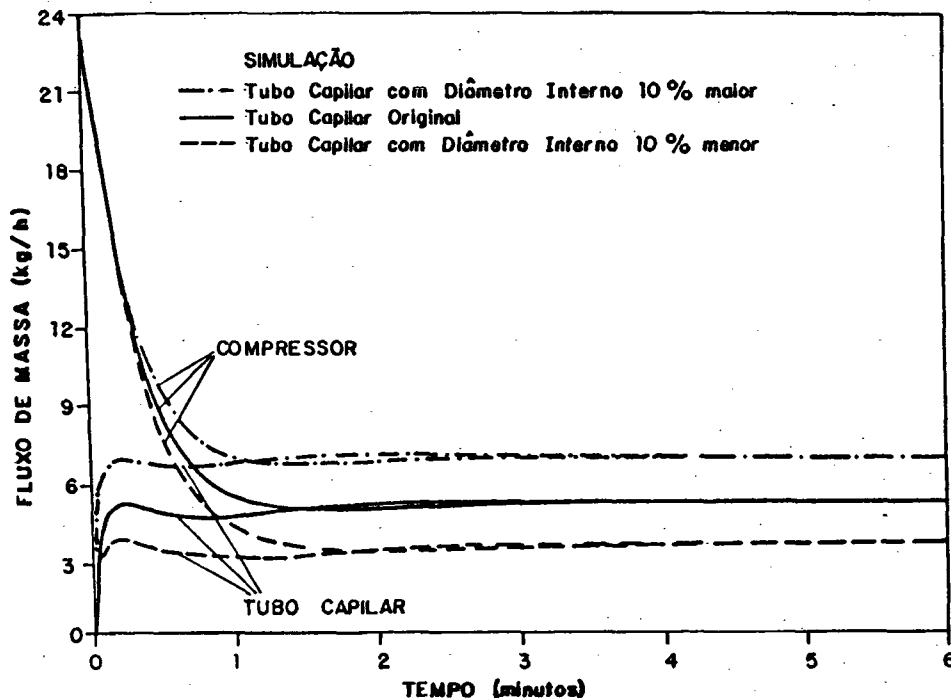


Figura 10.5 - Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar.

Observa-se na Figura 10.5, que um pequeno aumento (redução) no diâmetro interno do tubo capilar, provoca um incremento (queda) considerável nos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar. Tais alterações, provocam modificações significativas nos comportamentos das pressões de sucção e descarga, na potência consumida pelo motor do compressor e na temperatura do refrigerante na saída do condensador, como mostram, respectivamente, as Figuras 10.6, 10.7 e 10.8.

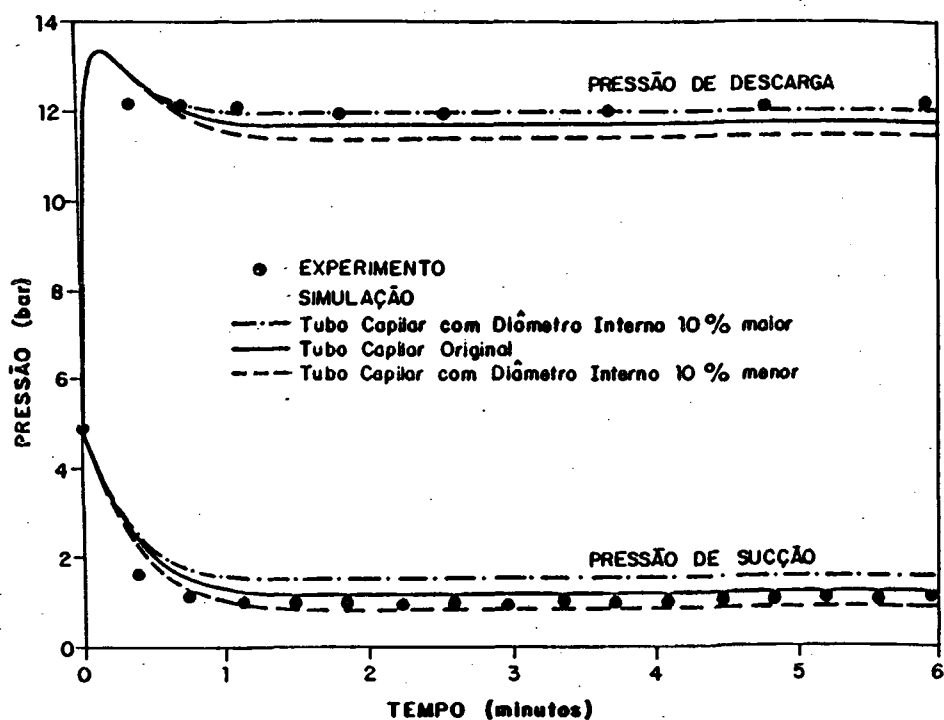


Figura 10.6 - Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento das pressões de sucção e descarga.

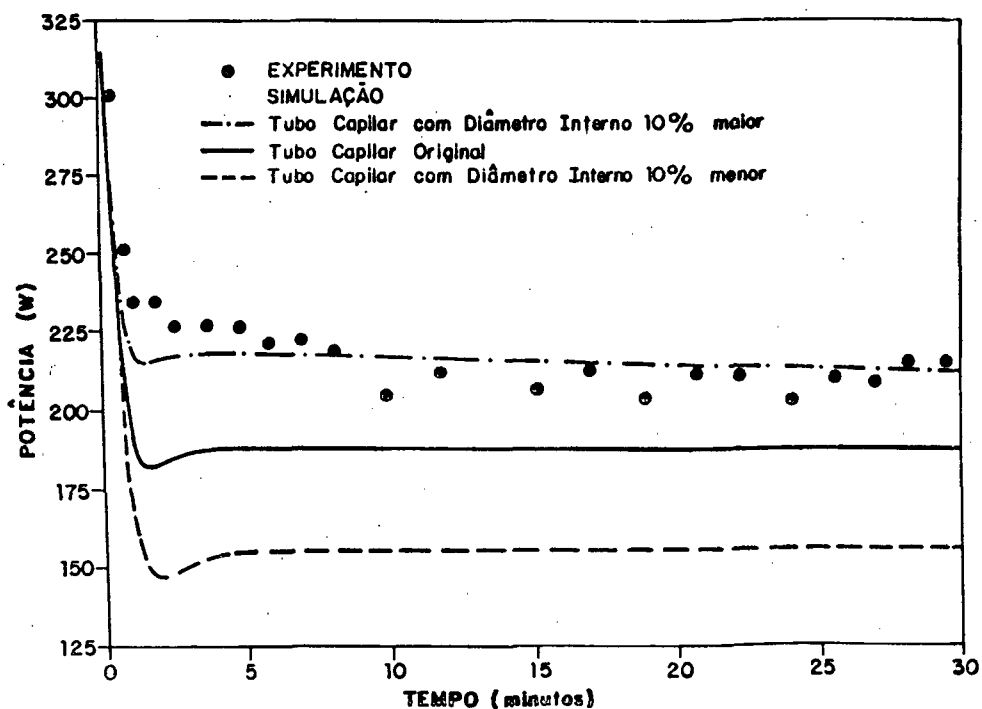


Figura 10.7 - Influência do diâmetro interno do tubo capilar no comportamento da potência consumida pelo motor do compressor.

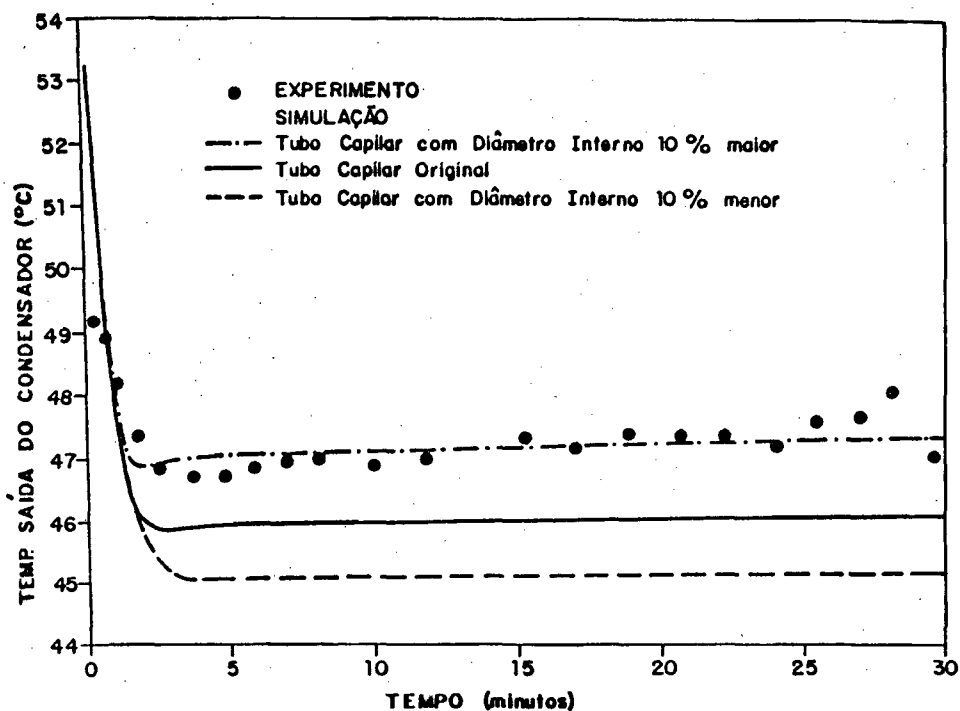


Figura 10.8 - Influência do diâmetro interno do tubo capilar na temperatura do refrigerante na saída do condensador.

Conforme fica evidenciado nas figuras anteriores, o diâmetro interno do tubo capilar influencia mais fortemente o desempenho do programa do que seu comprimento.

No que tange à comparação com dados experimentais, cabe ressaltar que no programa de simulação a seção transversal do tubo capilar foi considerada como sendo perfeitamente circular e uniforme. Na prática, entretanto, isto não se verifica, o que pode ser comprovado através de procedimentos experimentais utilizando-se um projetor de perfis. Esta constatação serve, em parte, para explicar a dificuldade em comparar-se resultados experimentais e computacionais, como mostrado no Capítulo 9.

10.2 Condensador com Movimentação Forçada de Ar

As aletas do condensador com movimentação forçada de ar, são do tipo corrugada. O programa oferece a potencialidade de estudar o efeito do tipo de aleta sobre o desempenho do condensador e, conseqüentemente, de todo o sistema de refrigeração.

Para tanto, resolveu-se verificar o impacto da substituição de aletas corrugadas por aletas planas no condensador. Apesar de na prática esta ser uma tarefa complexa e morosa, na simulação resume-se em trocar um índice no banco de dados, que identifica o tipo de aleta sendo empregado.

Alguns efeitos de tal substituição são mostrados nas Figuras 10.9 a 10.12.

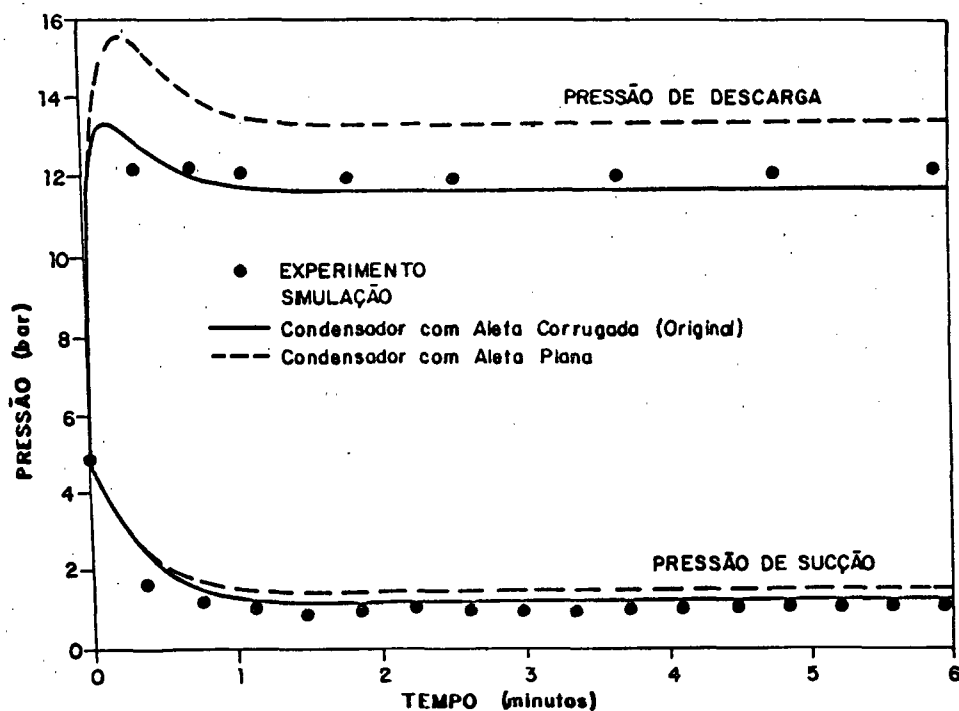


Figura 10.9 - Influência do tipo de aleta utilizada no condensador no comportamento das pressões de sucção e descarga.

Como pode ser observado na Figura 10.9, dependendo do tipo de aleta sendo empregado no condensador, os resultados do programa geral de simulação diferem significativamente, especialmente nas pressões de descarga.

Quando o condensador é dotado de aletas corrugadas, a transferência de calor é mais acentuada o que, de acordo com a Figura 10.9, provoca uma redução da pressão de condensação.

As Figuras 10.10, 10.11 e 10.12, mostram respectivamente, o reflexo de tal alteração, no comportamento dos fluxos de massa através do compressor e tubo capilar, na potência consumida pelo motor do compressor e na temperatura do refrigerante na saída do condensador.

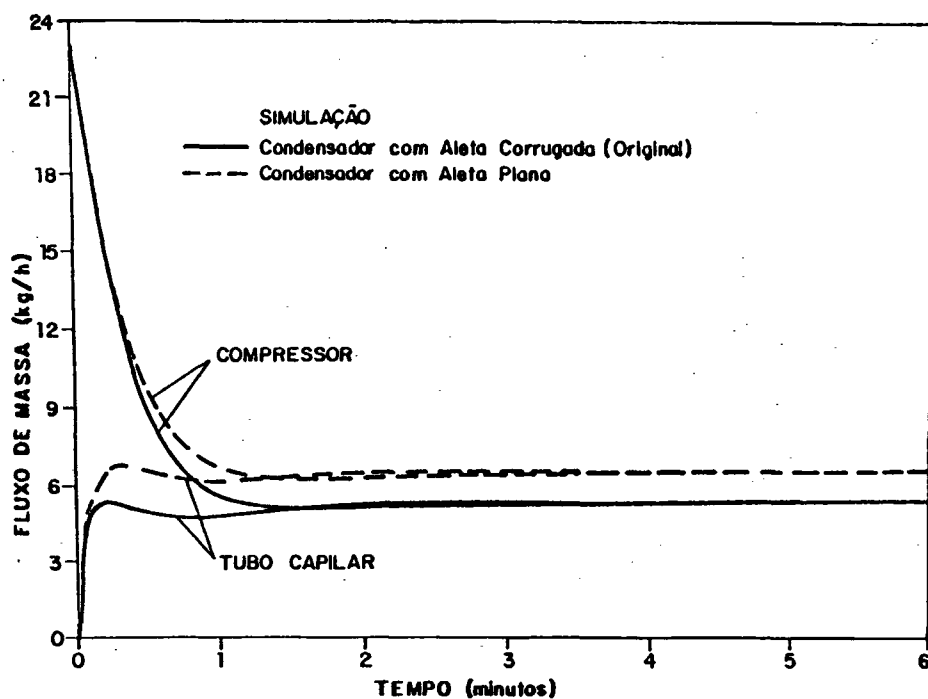


Figura 10.10 - Influência do tipo de aleta utilizada no condensador no comportamento dos fluxos de massa de refrigerante através do compressor e do tubo capilar.

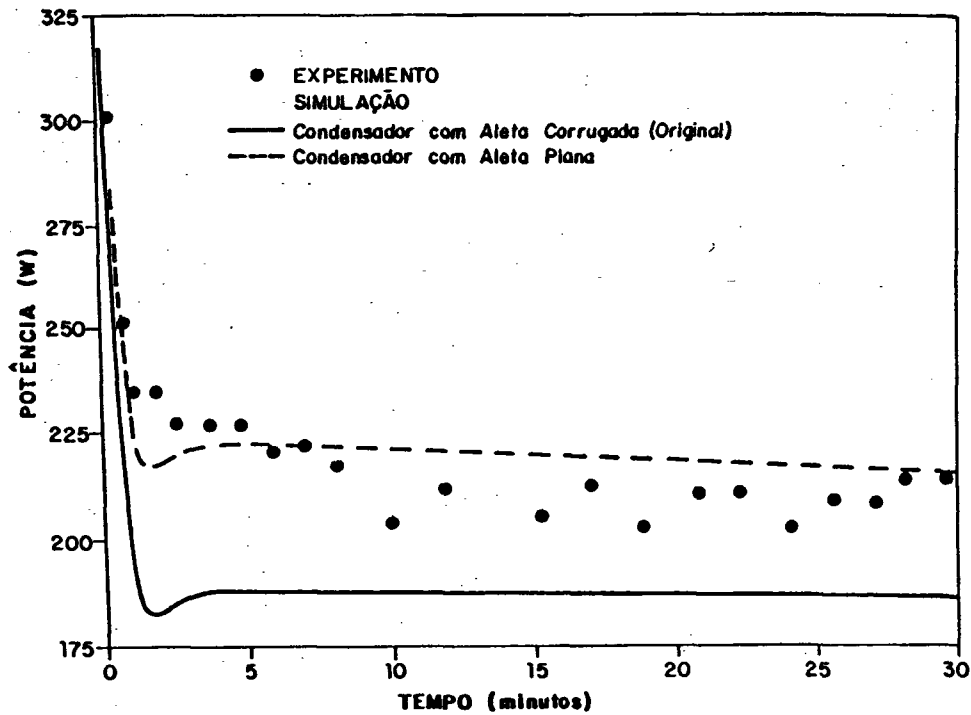


Figura 10.11 - Influência do tipo de aleta utilizada no condensador sobre a potência consumida pelo motor do compressor.

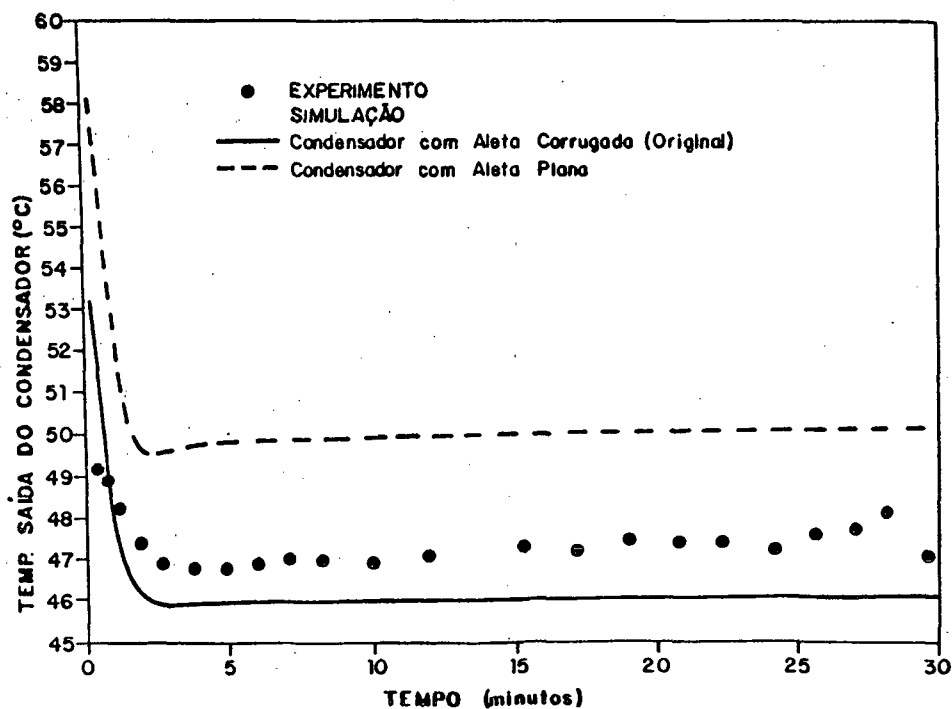


Figura 10.12 - Influência do tipo de aleta utilizada no condensador sobre o comportamento da temperatura do refrigerante na saída do mesmo.

10.3 Condensador com Movimentação Natural de Ar

Com o objetivo de mostrar a sensibilidade do programa quando o condensador empregado é do tipo com movimentação natural de ar, resolveu-se verificar o impacto de uma variação da área de transferência de calor do condensador sobre os resultados do programa. Os parâmetros modificados, neste caso, foram o comprimento total dos tubos e o diâmetro dos arames, mantendo-se inalterados os demais parâmetros do condensador.

Foram consideradas duas situações. Um condensador com área externa total de transferência de calor 15% superior, e outro 15% inferior à área original.

A Figura 10.13 mostra os comportamentos das pressões de sucção e descarga, quando tais alterações são consideradas.

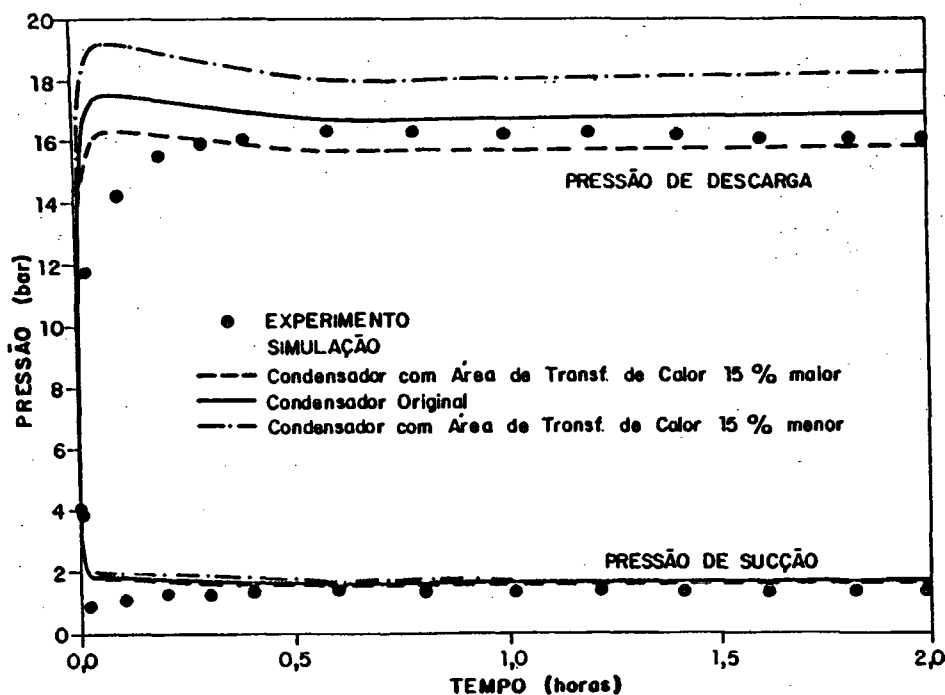


Figura 10.13 - Influência da área externa do condensador sobre o comportamento das pressões de sucção e descarga.

Como pode ser observado na Figura 10.13, alterações na área total de transferência de calor no lado externo do condensador, provocam diferenças significativas no comportamento da pressão de descarga, computada pelo programa.

A Figura 10.13 mostra também que, aumentando-se a área total de transferência de calor do lado externo do condensador, a pressão de descarga nos primeiros 25 minutos apresenta melhor concordância com resultados experimentais. Esta consideração também é válida para o fluxo de massa e para a potência consumida pelo compressor, como mostram, respectivamente, as Figuras 10.14 e 10.15.

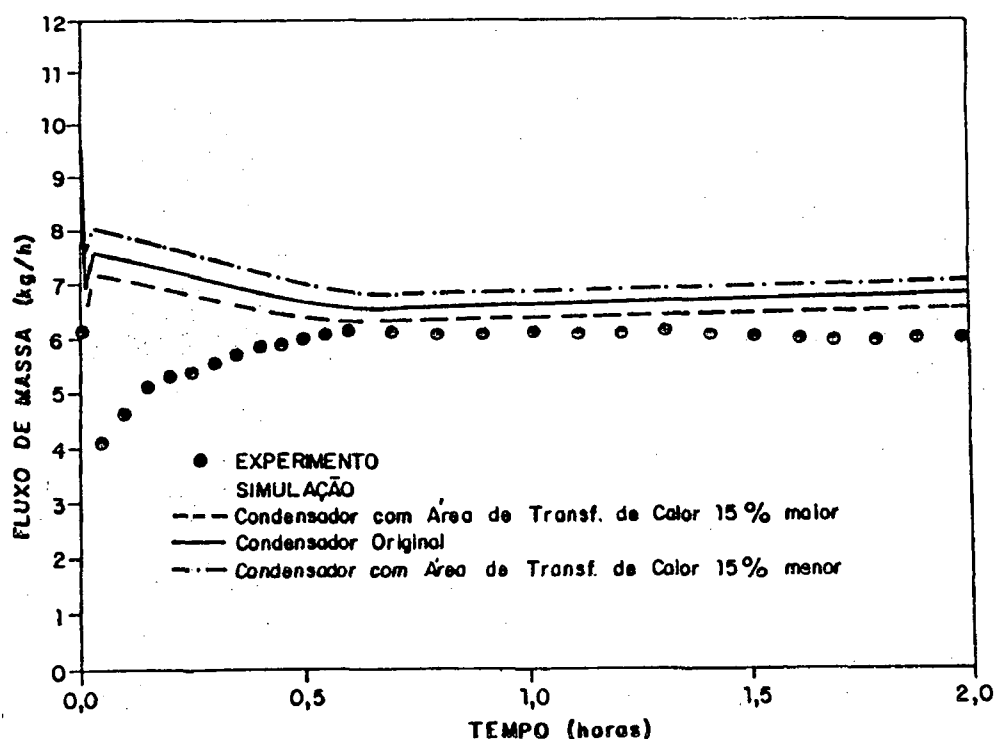


Figura 10.14 - Influência da área externa do condensador no comportamento do fluxo de massa deslocado pelo compressor.

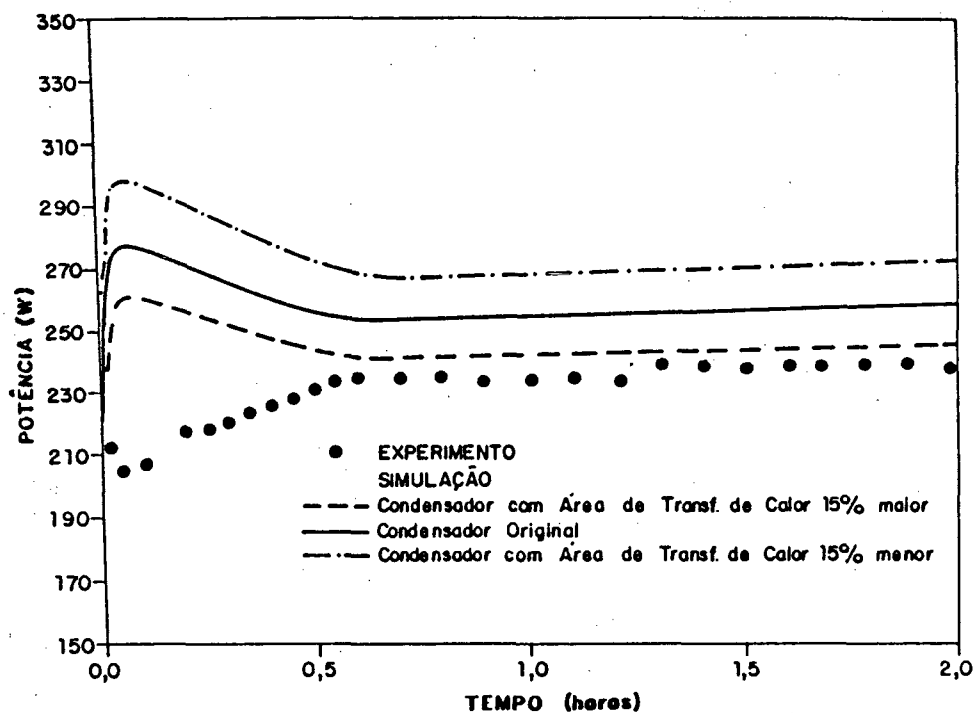


Figura 10.15 - Influência da área externa do condensador na potência consumida pelo motor do compressor.

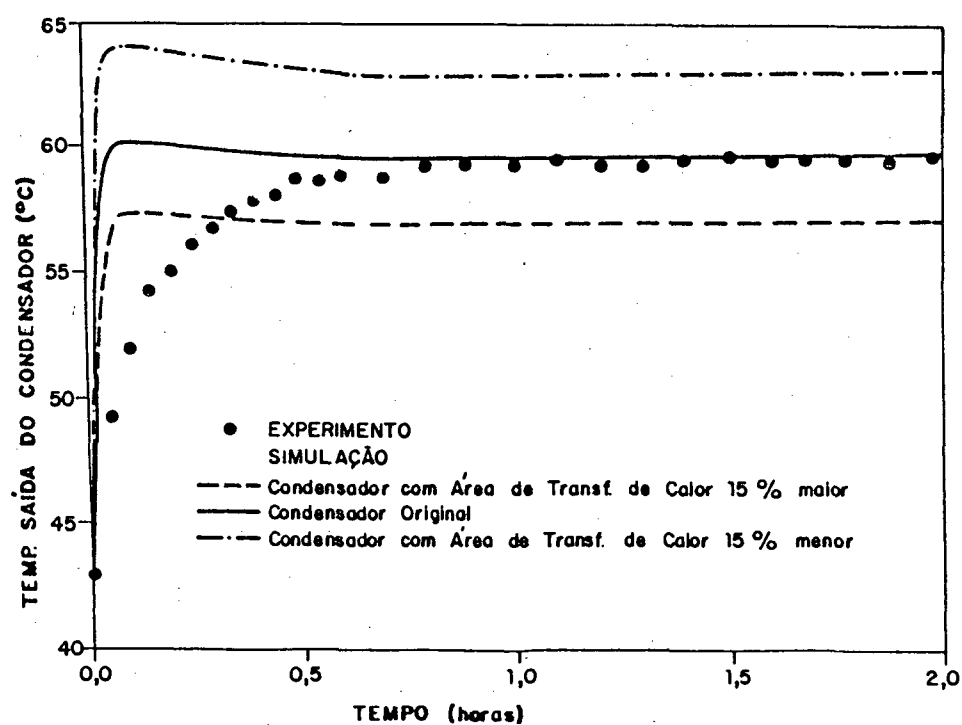


Figura 10.16 - Influência da área externa do condensador no comportamento da temperatura do refrigerante na saída do condensador.

Entretanto, para o caso da temperatura do refrigerante na saída do condensador, com o aumento da área externa do condensador, tal temperatura é reduzida. No caso em questão (Figura 10.16), esta redução é da ordem de 5°C .

10.4 Temperatura do Ar no Interior da Câmara de Testes

Em todas análises apresentadas neste capítulo, considerou-se 43°C como sendo a temperatura do ar na câmara de testes.

Com o objetivo de mostrar a versatilidade do programa, resolveu-se investigar seu comportamento quando a referida temperatura é de 32°C . Cabe, mais uma vez, ressaltar que, na simulação esta é uma tarefa rápida e fácil, o mesmo não ocorrendo na atividade experimental correspondente.

As Figuras 10.17 e 10.18, apresentam respectivamente, o comportamento das pressões de sucção e descarga, e do fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor, para o refrigerador que emprega um condensador com movimentação natural de ar, estando o ar nas condições de 43°C e 32°C .

Como pode ser observado nestas figuras, independentemente da temperatura de operação do refrigerador, obtém-se uma concordância mais adequada da pressão de descarga e do fluxo de massa deslocado pelo compressor, após os 25 minutos iniciais de operação. Isto comprova, novamente, a inabilidade do programa em prever realisticamente o fluxo de massa durante os primeiros 25 minutos de operação do compressor.

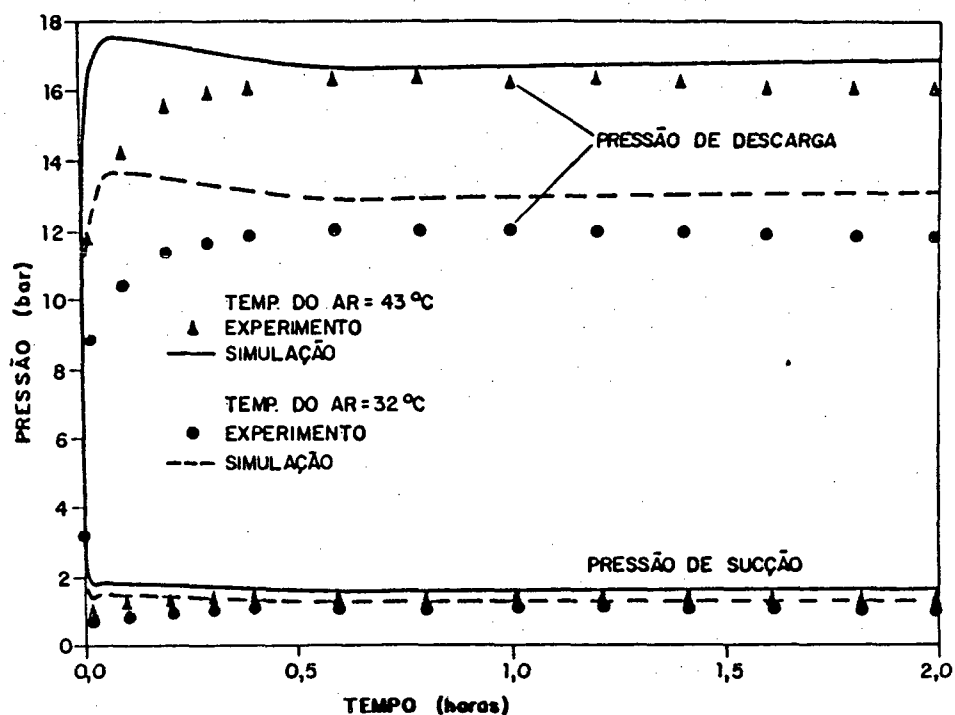


Figura 10.17 - Pressões de sucção e descarga para temperaturas de operação de 43 °C e 32 °C.

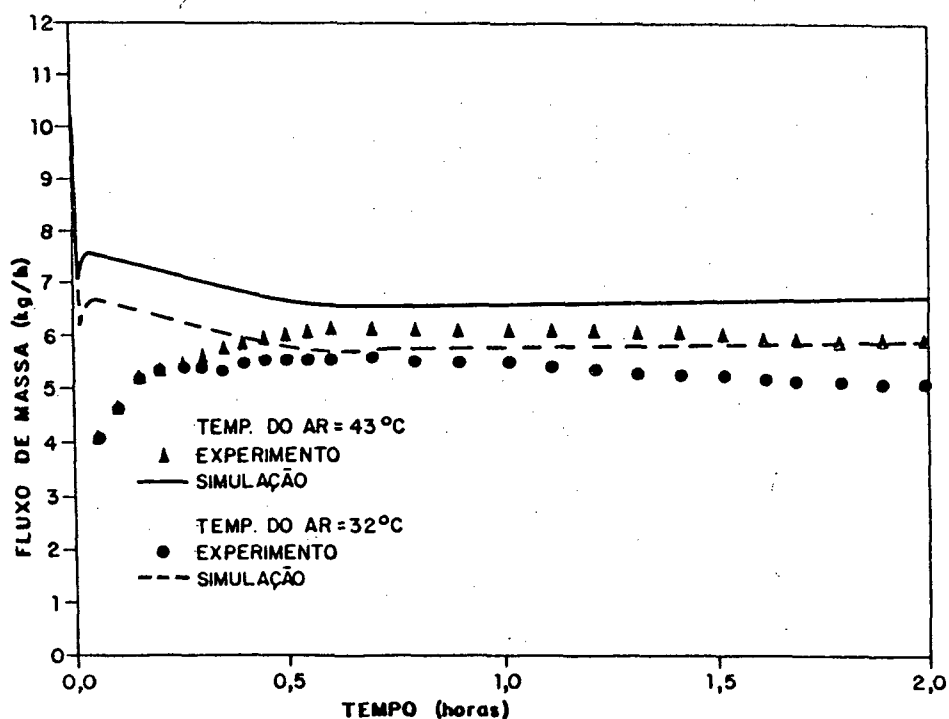


Figura 10.18 - Fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor para temperaturas de operação de 43 °C e 32 °C.

As Figuras 10.19 e 10.20, apresentam respectivamente, uma comparação entre as temperaturas do ar no interior do freezer e do gabinete, computadas pelo programa, com resultados experimentais obtidos para o ar nas condições de 43°C e 32°C.

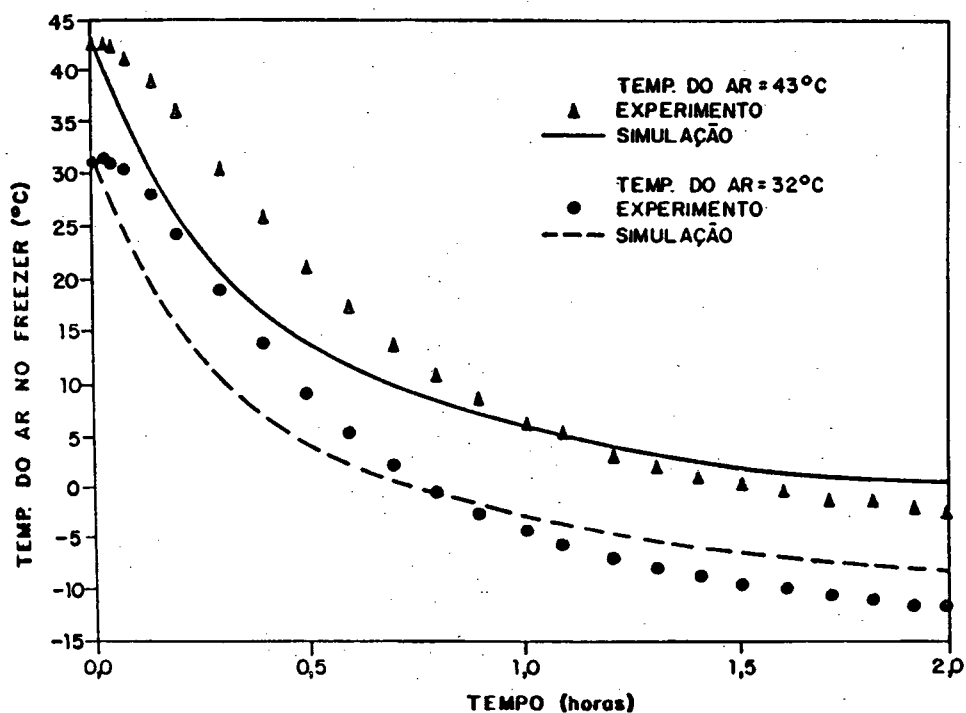


Figura 10.19 - Variação temporal da temperatura do ar no interior do freezer para temperaturas de operação de 43°C e 32°C.

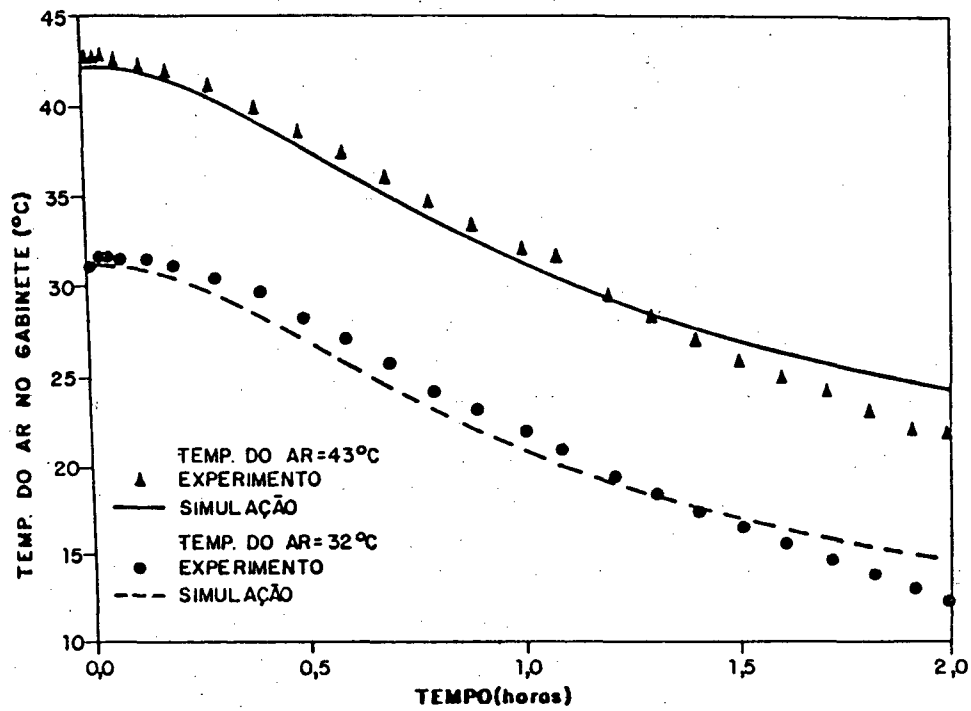


Figura 10.20 - Variação temporal da temperatura do ar no interior do gabinete para temperaturas de operação de 43°C e 32°C.

CAPÍTULO 11

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho trata do desenvolvimento de um modelo numérico capaz de simular o comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos. A estrutura computacional desenvolvida, reúne várias características geralmente não encontradas, de uma maneira simultânea, nos modelos apresentados na bibliografia especializada. Os componentes simulados são: condensador, evaporador, compressor hermético alternativo e tubo capilar. Além disto, considera-se a presença de óleo no sistema e o ambiente climatizado é um refrigerador doméstico.

O programa desenvolvido, pode ainda ser utilizado para simular refrigeradores domésticos que empregam condensadores com movimentação forçada ou natural de ar.

Em contraste com outros modelos, o presente trabalho calcula internamente os coeficientes de transferência de calor por convecção nos trocadores de calor, reduzindo assim em muito, os graus de liberdade da simulação.

A validação das estimativas do presente programa, com dados experimentais obtidos após uma extensa investigação experimental, revelou-se satisfatória, especialmente após o transiente inicial mais severo.

O programa geral de simulação desenvolvido vem a se constituir num forte instrumento de apoio à análise do desempenho de sistemas de refrigeração, podendo ser utilizado para averiguar o impacto de alterações nos componentes sobre o comportamento geral do sistema de refrigeração.

Para melhorar a aplicabilidade e também a confiabilidade do presente programa, recomenda-se a continuidade deste trabalho, com ênfase especial aos

seguintes itens:

- a) Incluir a influência das trocas de calor entre a tubulação de descarga e o refrigerante no interior da carcaça do compressor;
- b) Avaliar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor no lado externo do evaporador sendo empregado, para posterior inclusão da correlação obtida no programa;
- c) Considerar a variação temporal das resistências térmicas no ambiente climatizado;
- d) Desenvolver um modelo para um trocador de calor tubo capilar/linha de sucção;
- e) Incluir os efeitos da transferência de calor e perda de carga nas canalizações;
- f) Investigar com mais profundidade as interações existentes entre óleo e refrigerante, presentes na carcaça do compressor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - Norma ISO DIS 8187.2, Performance of Household Refrigerating Appliances. Refrigerator-Freezers, 1984.
- [2] - Dhar, M., Transient Analysis of Refrigeration Systems, Ph.D. Thesis, Purdue University, 1978.
- [3] - Domanski, P. and Didion, D., Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device, National Bureau of Standards, Washington, D.C., USA, 1983.
- [4] - Chi, J. and Didion, D., A Simulation of the Transient Performance of a Heat Pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 5, N° 3, pp. 176-184, 1982.
- [5] - Yasuda, H., Touber, S. and Machielson, C.H.M., Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System, ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2A, N° 2787, pp. 408-425, 1983.
- [6] - Gosney, W.B., Principles of Refrigeration, University of Cambridge, New York, 1982.
- [7] - Rajendran, N. and Pate, M., A Computer Model of the Startup Transients in a Vapor-Compression Refrigeration System. Preprints of the 1986 International Institute of Refrigeration Meeting, Purdue, pp. 129-140, 1986.
- [8] - Murphy, W.E. and Goldschmidt, V.W., Cyclic Characteristics of a Typical Residential Air Conditioner-Modeling of Start-Up Transients, Vol. 91, Part 2A, pp. 427-444, 1985.
- [9] - Morse, R.L., Application Engineering Air Conditioning Test Data, 1975.
- [10] - Schulz, V.W., State of the Art: The Capillary Tube for, and in, Vapor Compression Systems, ASHRAE Transactions, Part 1A, pp. 92-105, 1985.

-
- [11] - Melo, C. e Negrão, C.O.R., Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração, II Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Águas de Lindóia, SP, 1988, Anais do ENCIT 88, pp. 221-224, 1988.
- [12] - Kays, W.M., Loss Coefficient for Abrupt Changes in Flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple-Tube Systems, ASME Transactions, Vol. 72, N^o 8, pp. 1067, 1950.
- [13] - Erth, R.A., Two-Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes: Analysis and Prediction, Ph.D. Thesis, Purdue University, USA, 1970.
- [14] - Carnahan, B., Luther, H.A., Wilkes, J.D., Applied Numerical Methods, John Wiley & Sons, New York, 1969.
- [15] - Boelter, L.M.K., Cherry, V.H., Johnson, H.A., Martinelli, R.C., Heat Transfer Notes, McGraw-Hill, New York, pp. 552, 1965.
- [16] - Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., Forced Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design, ASHRAE Transactions, Vol. 79, Part 1A, pp. 157-165, 1973.
- [17]- Lockhard, R.W., Martinelli, R.C., Proposed Correlation of Data for Isothermal, Two-Phase. Two Component Flow in Pipes, Chemical Engineering Progress, Vol. 45, pp. 39, 1949.
- [18] - Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., An Experimental Investigation of Forced Convection Condensation During Annular Flow Inside a Horizontal Tube, ASHRAE Transactions, Part 1A, pp. 343-355, 1985.
- [19] - Akers, W.E. and Rosson, H.F., Condensation Inside a Horizontal Tube, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 56, N^o 30, pp. 145-149, 1960.
- [20] - Azer, N.Z., Abis, L.V. and Sólیمان, H.M., Local Heat Transfer Coefficients During Annular Flow Condensation, ASHRAE Transactions, Vol. 78, Part 2A, pp. 135-143, 1972.

-
- [21] - Gray, D.L. and Webb, R.L., Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchanger Having Plain Fins, Proc. of 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, USA, 1986.
- [22] - Threlkeld, J., Thermal Environmental Engineering, 2nd Edition, Prentice-Hall, New Jersey, USA, 1970.
- [23] - Webb, R.L., Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy, Plate Fin-and-Tube Geometries, Summer ASHRAE Meeting, St. Louis, USA, 1990.
- [24] - Papanek, W.J., Convective Film Coefficients for a Wire and Tube Heat Exchanger, Ph.D. Thesis, Purdue University, 1958.
- [25] - Cyphers, J.A., Cess, R.D. and Somers, E.V., Heat Transfer Character of Wire and Tube Heat Exchangers, Proc. of the 45th ASRE Semiannual Meeting, New Orleans, USA, 1958.
- [26] - Collicot, H.E., Fontaine, W.E. and Witzell, O.W., Radiation and Free Convection Heat Transfer from Wire and Tube Heat Exchangers, ASHRAE Journal, pp. 86-90, 1959.
- [27] - Turaga, M. and Guy, R.W., Refrigerant Side Heat Transfer and Pressure Drop Estimates for Direct Expansion Coils. A Review of Works in North American Use, International Journal of Refrigeration, Vol.8, N^o 3, pp. 134-142, 1985.
- [28] - Pierre, B., The Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 in Horizontal Tubes, Svenska Flakt Review, Vol. 2, N^o 1, pp. 55-68.
- [29] - O'Neill, P.J. and Crawford, R.R., Modeling and Optimization of a Finned Tube Evaporator, ASHRAE Transactions, Part 1A, Vol. 95, pp. 1256-1262, 1989.
- [30] - McQuiston, C.F., Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficient for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes, ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 84, pp. 294-309, 1978.
- [31] - ASHRAE Handbook Fundamentals, pp. 5.2, 1989.

- [32] - Alamdari, F. and Hammond, G.P., Improved Data Correlations for Buoyancy-Driven Convection in Rooms, Building Services Engineering Research & Tecnology, Vol. 4, pp. 106-112, 1983.
- [33] - Wang, H. and Touber, S., Distributed Dynamic Modelling of a Refrigerated Room, International Journal of Refrigeration, Vol. 13, N^o 4, pp. 214-222, 1990.
- [34] - Melo, C., Ferreira, R.T.S., e Pereira, R.H., Análise da Modelação do Condensador Visando a Simulação Dinâmica de um Refrigerador Doméstico, III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Itapema, SC, 1990, Anais do ENCIT 90, pp. 865-870, 1990.
- [35] - SUNISO Refrigeration Oils, SUN Petroleum Products Company, Philadelphia, 1978.
- [36] - Bambach, G., Das Verhalten von Mineralol - F12 - Gemischen in Kältemaschinen, Abhandlungen des DKV Nr.9, C.P. Muller Verlag, Karlsruhe, 1955.
- [37] - Bortoli, M.G., Simulação Numérica e Análise do Desempenho de Compressores Rotativos de Palhetas Deslizantes, Dissertação de Mestrado, UFSC, 1985.
- [38] - Reynolds, W.C., Thermodynamic Properties in S.I., Departament of Mechanical Engineering, Stanford Univeersity, USA, 1979.
- [39] - Stoecker, W.F., Design of Thermal Systems, McGraw-Hill, USA, 1989.

APÊNDICE A

DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO α

Apresentar-se-á neste apêndice, um método baseado em dados experimentais, para a determinação do fator de correção, α .

De acordo com Dhar [2], tal parâmetro, deveria refletir apenas os vazamentos de refrigerante que ocorrem entre as válvulas e seus assentos, e entre o êmbolo e o cilindro do compressor, situando-se geralmente, entre 0,94 e 0,98.

Porém, através de testes computacionais, observou-se que o compressor fornecia ao condensador um fluxo de massa muito elevado, o que era causado por um desajuste entre o rendimento volumétrico inferido pelo programa, e o rendimento volumétrico real. Para evitar este problema, torna-se necessário que o valor de α passe a incluir não só correções devidas ao vazamento de refrigerante, mas também correções devidas à perda de carga nas válvulas, ao superaquecimento sofrido pelo refrigerante no curso de admissão, etc.

Para a determinação de α , empregou-se uma temperatura de condensação fixa de 54,4°C (10,36 bar), e uma faixa de temperatura de evaporação de -30 a 15°C (1,01 a 4,89 bar). A temperatura do refrigerante 12 na entrada do compressor foi mantida no valor constante de 32,2°C. Estas condições refletem, aproximadamente, as prováveis condições de operação do sistema. Conhecendo-se, o valor da fração do volume morto do compressor, obtido do fabricante, e o valor da constante politrópica, calcula-se o rendimento volumétrico ideal e o correspondente fluxo de massa deslocado, \dot{m}_t . O fluxo de massa real, \dot{m}_r , em diversas condições de operação é obtido do catálogo do compressor. Os diversos valores de α , são então determinados através da

seguinte equação:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (A.1)$$

Como os valores, assim obtidos, não diferem significativamente entre si, optou-se por empregar no programa um valor médio ($\alpha = 0,60$).

APÊNDICE B

DETERMINAÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DO REFRIGERANTE 12 NO ÓLEO SUNISO 3GS

O refrigerante e o óleo lubrificante empregado no refrigerador BRASTEMP-Frost Free - 420 litros são respectivamente, o Freon 12 e o óleo SUNISO 3GS. Sendo parte integrante do programa, uma subrotina que avalia a concentração do refrigerante no óleo, contido na carcaça do compressor, em função da pressão e temperatura existentes, tornou-se necessário o desenvolvimento da subrotina em questão.

Inicialmente, tentou-se desenvolver um algoritmo baseado nos gráficos apresentados em um catálogo técnico [35]. Para tanto, extraiu-se de tais gráficos, um conjunto de pontos, que posteriormente foram correlacionados. Obteve-se um relativo sucesso para as faixas mais altas de pressão e temperatura, entretanto o mesmo não ocorreu para a região de baixas temperaturas e pressão. Isto deve-se principalmente à dificuldade em extrair dados precisos do gráfico nesta faixa, como pode ser observado na Figura B.1.

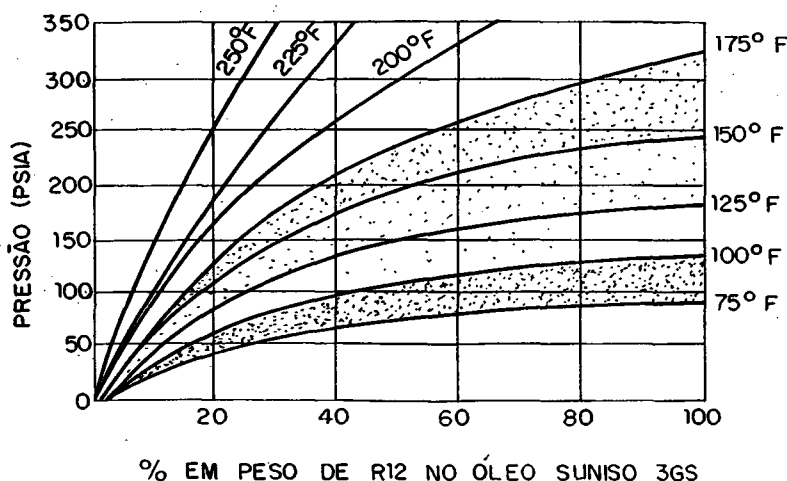


Figura B.1 - Solubilidade do refrigerante 12 no óleo SUNISO 3GS.

Como, em sistemas de refrigeração que empregam compressores alternativos, trabalha-se basicamente na região próxima à origem dos eixos coordenados, resolveu-se que o algoritmo desenvolvido não devia ser empregado. Partiu-se então para uma pesquisa bibliográfica, onde ficou constatado que a maioria dos artigos não apresentavam o tipo de informação procurada.

É muito citada a equação de Bambach [36]. Esta, entretanto é válida apenas para óleos parafínicos, o que não é o caso do óleo SUNISO 3GS que é de natureza naftênica. Optou-se então em utilizar um algoritmo, fornecido por Bortoli [37], o qual foi empregado em um programa de simulação numérica de compressores rotativos. Tal algoritmo, apresentado para o R-12 e o óleo SUNISO 3GS, foi provavelmente desenvolvido a partir de curvas similares às mostradas na referência [35]. Não se tem, entretanto, uma idéia de precisão do referido algoritmo na faixa de baixas pressões e temperaturas, pelo simples fato de não se possuir um padrão confiável de comparação.

No início da simulação é de fundamental importância o conhecimento da distribuição da carga de refrigerante entre os diversos componentes do sistema. Conhecendo a pressão e a temperatura do refrigerante, no início do teste, pode-se avaliar a massa de refrigerante em cada componente, a partir do conhecimento de seus volumes e da densidade do refrigerante.

A massa de refrigerante em suspensão no óleo foi inicialmente calculada, de acordo com o procedimento descrito por Bortoli [37]. O que se verificou, entretanto, foi que a soma da massa de refrigerante em cada componente, com a massa de refrigerante presente no óleo dava origem a um valor inferior à carga nominal de refrigerante do sistema de refrigeração em consideração.

Desta forma, resolveu-se calcular a massa inicial de refrigerante em suspensão no óleo, como sendo a diferença entre o somatório das massas nos componentes e a carga nominal de refrigerante. A massa inicial de

refrigerante em suspensão no óleo, assim obtida, foi dividida pelo valor obtido através do algoritmo de Bortoli [37], para as mesmas condições de operação, dando origem a um fator de correção. Tal fator foi mantido constante e aplicado durante toda a simulação sobre os resultados fornecidos pelo algoritmo apresentado por Bortoli [37].

APÊNDICE C

AVALIAÇÃO DAS CAPACIDADES TÉRMICAS DO AMBIENTE CLIMATIZADO

Apresentar-se-á neste apêndice, o procedimento utilizado na determinação das capacidades térmicas das paredes e do ar no ambiente sendo climatizado.

Para a determinação das capacidades térmicas das paredes do freezer, C_{pf} e do gabinete, C_{pg} , foram determinados os calores específicos e as massas de cada componente (isolamento térmico, chapas externas, revestimento interno de plástico, etc) de cada parede.

Na determinação das capacidades térmicas do ar no interior do freezer, C_f e do gabinete, C_g , foram avaliados, inicialmente, os calores específicos e as massas de ar em cada um destes ambientes. Com os valores assim obtidos, procedeu-se testes computacionais, onde observou-se que o programa previa uma queda mais acentuada das temperaturas do ar no freezer e gabinete do que os experimentos. Para evitar este problema, sugere-se utilizar uma capacidade térmica equivalente para o ar interno. Esta capacidade equivalente é obtida adicionando-se a capacidade térmica de cada componente presente no espaço condicionado (prateleiras, vidro, gavetas, etc).

Deve-se ressaltar, entretanto, o grau de incerteza associado com tal procedimento, pois a avaliação das capacidades térmicas de todos os componentes não é tarefa fácil.

A capacidade térmica do ar na região de insuflamento, C_i , é obtida determinando-se o calor específico e a massa de ar nesta região. A massa de ar neste espaço é determinada, multiplicando-se a densidade do ar, avaliada em condições de regime permanente, pelo volume ocupado.

Este procedimento, também apresenta um certo grau de incerteza, pois a avaliação precisa do volume de ar presente nesta região não é possível.

Os efeitos dos graus de incerteza associados com as capacidades térmicas são discutidos no Capítulo 9.

APÊNDICE D

DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE

Encontram-se na literatura especializada, dados tabelados para diversos refrigerantes, tanto na região de saturação como na região de superaquecimento [38]. Porém, em programas computacionais, tais valores não podem ser utilizados diretamente, devido à grande capacidade de memória que seria requerida ao computador, e à necessidade de se conhecerem os valores das propriedades do refrigerante em pontos não tabelados.

Assim, para possibilitar as análises mencionadas nos capítulos anteriores, necessita-se desenvolver correlações matemáticas entre as várias propriedades termodinâmicas, que definem o estado do refrigerante.

Tratando de refrigerante no estado de saturação, quer líquido ou vapor, necessita-se somente de uma propriedade para definir completamente o estado do refrigerante.

Assim, conhecendo os valores, x_i , em vários pontos i , ($i=1, n+1$) da propriedade, x , pode-se aproximar uma determinada propriedade do refrigerante, y , pelo polinômio dado a seguir:

$$y = \sum_{k=0}^n a_k (x)^k \quad (D.1)$$

onde, n , é a ordem do polinômio. Os coeficientes do polinômio, a_k , são determinados utilizando-se a técnica de regressão polinomial dos mínimos quadrados [39]. Esta técnica, minimiza a soma dos quadrados da diferença entre os valores calculados, y_{ip} , e os valores tabelados, \bar{y}_{ip} .

A ordem do polinômio é estabelecida de uma forma tal, a propiciar um erro máximo de 1%.

Por outro lado, na região de superaquecimento, necessitam-se de duas propriedades para definir completamente o estado do refrigerante.

Se, 'x', e, 'y', são duas propriedades independentes, então pode-se obter, uma outra propriedade, 'z', da seguinte forma:

$$z = \left[\sum_{j=0}^m a_j (x)^j \right] \left[\sum_{k=0}^n b_k (y)^k \right] \quad (D.2)$$

Escrevendo o mesmo polinômio de outra forma, tem-se:

$$z = \sum_{j=0}^m \sum_{k=0}^n C_{jk} (x)^j (y)^k \quad (D.3)$$

Os valores de C_{jk} , para $j=0,m$ e $k=0,n$, são obtidos utilizando-se a técnica de regressão polinomial dos mínimos quadrados, para duas variáveis independentes [39], admitindo-se um erro máximo de 1%.

Para o refrigerante subresfriado necessita-se, a princípio, também de duas propriedades para definir completamente o seu estado. Entretanto, na região de subresfriamento, a influência da pressão é desprezível se comparada com a influência da temperatura. Assim, determinam-se as propriedades do refrigerante subresfriado, utilizando as mesmas correlações obtidas para as propriedades do refrigerante líquido saturado sendo que, neste caso, a variável independente é sempre a temperatura do refrigerante.

Para encontrar-se correlações envolvendo o fator de compressibilidade, Z , procede-se da seguinte forma. Conhecendo num ponto, i , a densidade, ρ_i , e a temperatura, T_i , determina-se a pressão correspondente, \bar{P}_i , do refrigerante, utilizando-se a equação de estado dos gases perfeitos:

$$\bar{P}_1 = p_1 R T_1 \quad (D.4)$$

onde, R , é a constante dos gases perfeitos para o refrigerante.

O fator de compressibilidade, Z_1 , para este ponto, pode então ser obtido:

$$Z_1 = \bar{P}_1 / P_1 \quad (D.5)$$

onde, P_1 , é o valor tabelado da pressão.

Com o objetivo de aumentar a precisão do processo de regressão polinomial, decidiu-se utilizar duas faixas de operação, denominadas lado de baixa pressão e lado de alta pressão. A faixa selecionada para baixa pressão, é aquela na qual os valores das propriedades correspondem à pressões de 0,03 MPa até 0,07 MPa. Os limites para o lado de alta pressão, correspondem às pressões de 0,30 MPa até 3,00 MPa.

APÊNDICE E

ESTRUTURA GERAL DO PROGRAMA E ESQUEMA DE SOLUÇÃO

O programa geral de simulação é formado por um conjunto de subrotinas que modelam individualmente cada componente do sistema de refrigeração. Este tipo de modelação, permite a realização de alterações num componente, bem como retirá-lo do sistema de refrigeração, sem que ocorra mudança na estrutura básica do programa. Para a avaliação das propriedades termodinâmicas do refrigerante e das resistências térmicas no condensador e no evaporador, faz-se ainda necessária a inclusão de subrotinas específicas no programa geral de simulação. A estrutura básica do programa, objeto deste estudo, é a indicada na Figura E.1.

O modelo matemático do sistema de refrigeração, constitui-se de um conjunto de equações algébricas e diferenciais, que apresentam a seguinte forma:

$$\begin{aligned}\dot{y}_1 &= F_1(y_1, y_2, \dots, y_m; x_1, x_2, \dots, x_n; c_1, c_2, \dots, c_p) \\ \dot{y}_2 &= F_2(y_1, y_2, \dots, y_m; x_1, x_2, \dots, x_n; c_1, c_2, \dots, c_p) \\ \dot{y}_m &= F_m(y_1, y_2, \dots, y_m; x_1, x_2, \dots, x_n; c_1, c_2, \dots, c_p)\end{aligned}\tag{E.1}$$

$$\begin{aligned}x_1 &= G_1(y_1, y_2, \dots, y_m; x_1, x_2, \dots, x_n; c_1, c_2, \dots, c_p) \\ x_n &= G_n(y_1, y_2, \dots, y_m; x_1, x_2, \dots, x_n; c_1, c_2, \dots, c_p)\end{aligned}\tag{E.2}$$

onde, y 's, são as variáveis associadas com as equações diferenciais; x 's, são as variáveis que não são diferenciáveis, e c 's são dados de entrada ou constantes no sistema de equações. Os valores de, m , n , e p , denotam respectivamente, o número de equações diferenciais, o número de equações algébricas e o número de constantes envolvidas.

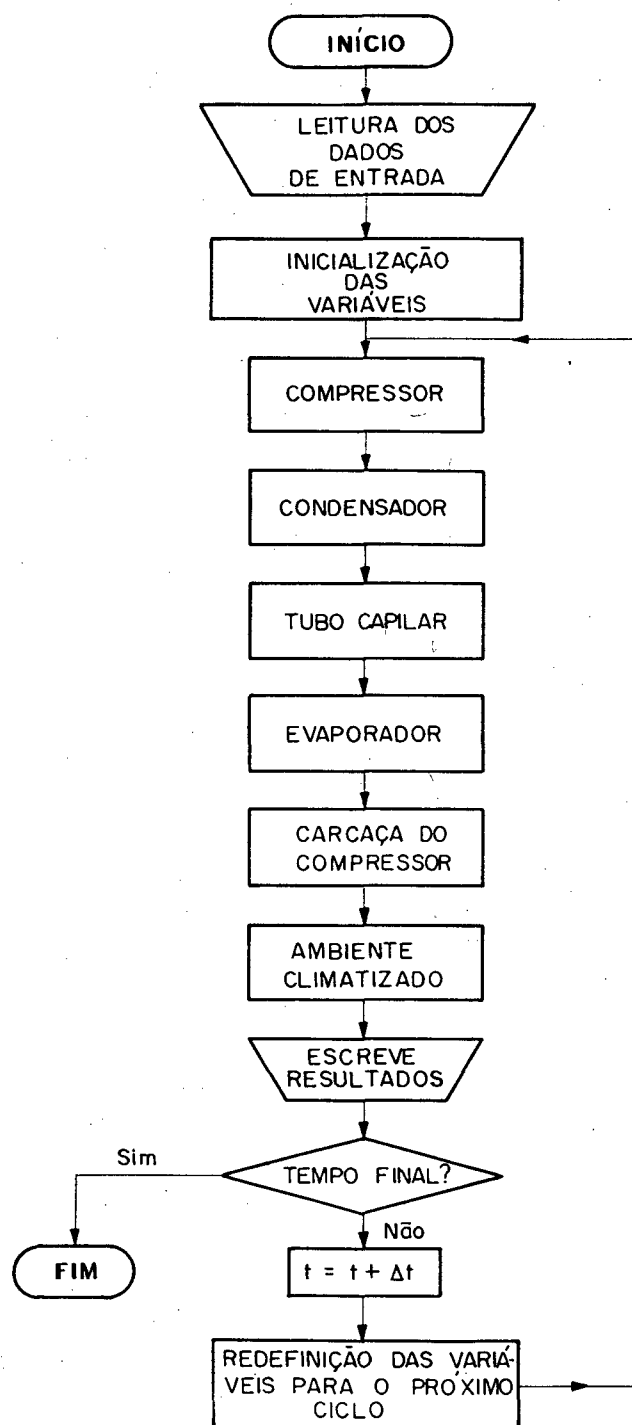


Figura E.1 - Fluxograma do programa geral de simulação.

O levantamento dos parâmetros físicos e geométricos dos refrigeradores simulados, necessários como dados de entrada no programa geral de simulação, é descrito no Apêndice F.

O sistema de equações diferenciais ordinárias pode ser resolvido através do método de Euler ou utilizando-se o método de Runge-Kutta [14]. Este método é freqüentemente empregado em programas de simulação, quando para obter-se a solução no instante de tempo seguinte, precisa-se somente da solução disponível do tempo anterior.

No método de Runge-Kutta, procura-se obter uma boa precisão e ao mesmo tempo evitar a necessidade de calcular derivadas de ordens superiores. Neste método, o intervalo de tempo é dividido em subintervalos, e a solução no final de cada instante de tempo é a média ponderada das soluções no final de cada subintervalo. O número de subintervalos neste procedimento é o responsável pela ordem do método de Runge-Kutta. Utilizar-se-á neste trabalho, o método de Runge-Kutta de 4^a ordem.

O procedimento utilizado no método de Runge-Kutta de 4^a ordem, envolve a solução de um conjunto de cinco equações da forma mostrada a seguir, para cada equação diferencial do sistema e para cada intervalo de tempo.

$$y_m(t+\Delta t) = y_m(t) + \frac{1}{6} (\nu_1 + 2\nu_2 + 2\nu_3 + \nu_4) \quad (E.3)$$

$$\nu_1 = \Delta t F(x_m; y_m) \quad (E.4)$$

$$\nu_2 = \Delta t F(x_m; y_m + \nu_1/2) \quad (E.5)$$

$$\nu_3 = \Delta t F(x_m; y_m + \nu_2/2) \quad (E.6)$$

$$\nu_4 = \Delta t F(x_m; y_m + \nu_3) \quad (E.7)$$

O método de Runge-Kutta possui a vantagem de ser auto-inicializado, ou seja, conhecendo as condições iniciais em $t=0$, pode-se obter as variáveis $y_1(\Delta t)$, $y_2(\Delta t)$, ..., $y_m(\Delta t)$ e $x_1(\Delta t)$, $x_2(\Delta t)$, ..., $x_m(\Delta t)$ no próximo instante de tempo. Determinados os valores das variáveis no tempo $t=\Delta t$, repete-se o processo até obter-se a solução no tempo final.

Convém observar que, o intervalo de tempo, Δt , é muito importante no processo de integração numérica, pois valores inadequados ocasionam erro de truncamento ou aumentam consideravelmente o tempo computacional.

No programa em questão, o intervalo de tempo foi determinado, escolhendo-se valores cada vez menores e analisando o tempo computacional requerido com a precisão dos resultados obtidos.

APÊNDICE F

LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS DO REFRIGERADOR

Uma etapa fundamental no desenvolvimento de qualquer estrutura computacional é a validação com dados obtidos experimentalmente. Assim, tanto os testes experimentais (ver Apêndice G) como os parâmetros do refrigerador, necessários como dados de entrada ao programa, devem ser obtidos com o máximo esmero possível.

Neste apêndice, serão apresentados detalhadamente, os parâmetros físicos e geométricos de interesse dos refrigeradores simulados.

O primeiro sistema de refrigeração a ser simulado, é o que emprega um condensador com movimentação forçada de ar, como mostrado na Figura F.1.

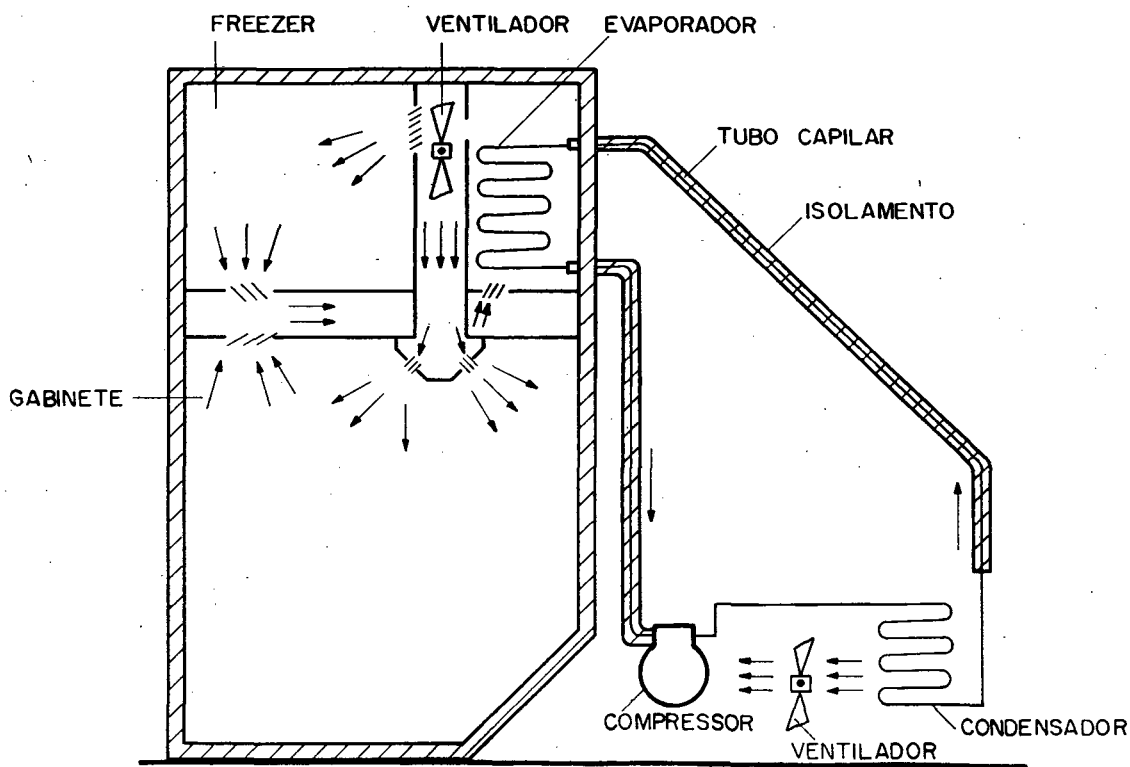


Figura F.1 - Refrigerador doméstico que utiliza um condensador com movimentação forçada de ar.

Os parâmetros de interesse deste sistema, são os seguintes:

F.1 Compressor e Carcaça do Compressor

Fabricante: Embraco

Modelo: FF8.5BK

Tensão: 220 V

Rotação, $N = 59 \text{ rps(Hz)}$

Diâmetro do Pistão = 22,5 mm

Curso = 20 mm

Volume Morto, $V_{cla} = 82,596 \text{ mm}^3$

Volume livre da carcaça do compressor, incluindo o volume de óleo, $V_{st} = 0,00208 \text{ m}^3$

Material do compressor: Aço

Massa do material do compressor (rotor, cilindro, estator, tampa de cilindro e parafusos), $M_{comp} = 6,877 \text{ kg}$

Material da carcaça do compressor: Aço

Massa do material da carcaça do compressor (corpo e tampa),

$M_{sw} = 3,2 \text{ kg}$

F.2 Óleo lubrificante

Fabricante: Witco/Suniso

Tipo: 3GS

Natureza: Mineral

Volume, $V_{oil} = 0,000385 \text{ m}^3$

Massa total, $M_{oilt} = 0,348 \text{ kg}$

F.3 Condensador com Movimentação Forçada de Ar

Para a avaliação dos parâmetros geométricos do condensador, deve-se considerar as Figuras F.2 e F.3.

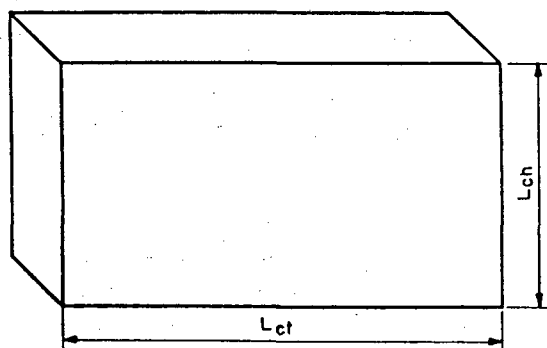


Figura F.2 - Carcaça do condensador com movimentação forçada de ar.

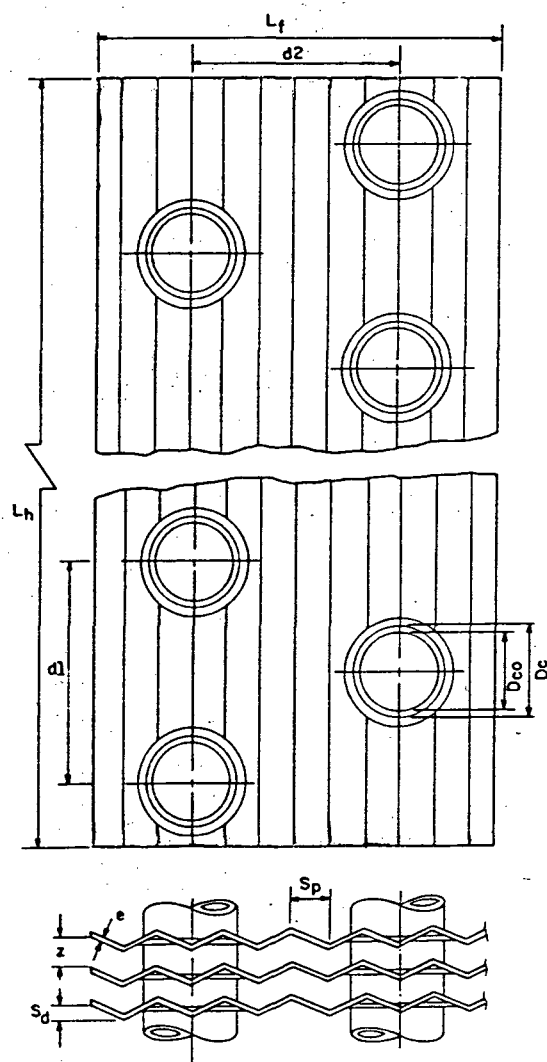


Figura F.3 - Configuração das aletas do condensador com movimentação forçada de ar.

Os valores obtidos foram os seguintes:

Material dos tubos: Cobre

Diâmetro externo dos tubos, $D_{co} = 10,14 \pm 0,11$ mm

Diâmetro interno dos tubos, $D_{ci} = 9,20 \pm 0,11$ mm

Comprimento total, $L_c = 4,5$ m

Comprimento dos tubos, $L_{ct} = 205$ mm

Altura do condensador, $L_{ch} = 245$ mm

Número de tubos, $N_t = 16$

Número de fileiras de tubos na direção do fluxo de ar, $N_{ft} = 2$

Número de tubos por fileira, $N_{tf} = 8$

Distância entre centros dos tubos na direção normal ao fluxo de ar, $d1 = 20,87 \pm 0,71$ mm

Distância entre centros dos tubos na direção do fluxo de ar, $d2 = 22,00 \pm 0,50$ mm

Material das aletas: Alumínio

Altura das aletas, $L_h = 250 \pm 1$ mm

Comprimento das aletas, $L_f = 43,00 \pm 0,01$ mm

Espessura das aletas, $e = 0,183$ mm

Número de aletas, $N_f = 66$

Distância entre aletas adjacentes, $z = 0,003$ mm

Altura da ondulação da aleta, $S_d = 0,0015$ mm

F.4 Tubo Capilar

Como o diâmetro interno nos tubos capilares não é exatamente constante, torna-se necessário determinar um diâmetro interno médio. O procedimento utilizado para obter tal diâmetro, consiste em analisar uma amostra (corte transversal) do tubo capilar num projetor de perfil, e medir o

diâmetro em várias posições desta amostra. O diâmetro interno médio é então determinado, através de um valor médio dos resultados obtidos.

Os valores obtidos para as dimensões características do tubo capilar foram os seguintes:

$$D_{itc} = 0,94 \text{ mm}$$

$$L_{tc} = 3,55 \text{ m}$$

F.5 Evaporador

Para a avaliação dos parâmetros geométricos do evaporador, considere as Figuras F.4 e F.5.

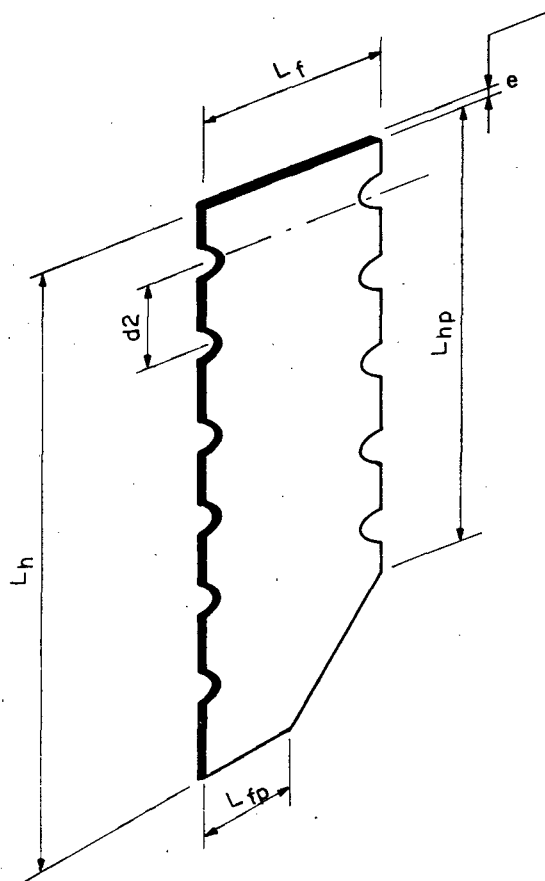


Figura F.4 - Dimensões características das aletas do evaporador..

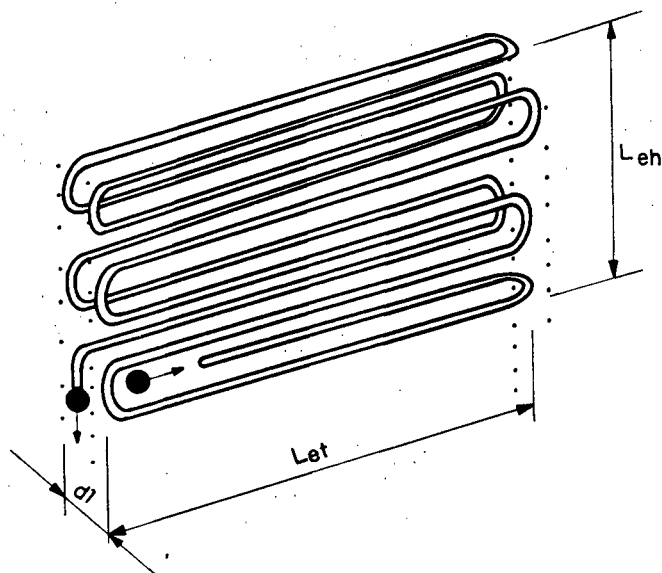


Figura F.5 - Dimensões características do evaporador.

Os valores obtidos foram os seguintes:

Material dos tubos: Alumínio

Diâmetro externo dos tubos, $D_{eo} = 9,48 \pm 0,08 \text{ mm}$

Diâmetro interno dos tubos, $D_{ei} = 7,53 \pm 0,06 \text{ mm}$

Comprimento total, $L_e = 6,2 \text{ m}$

Comprimento dos tubos, $L_{et} = 550 \text{ mm}$

Altura do evaporador, $L_{eh} = 155 \text{ mm}$

Número de tubos, $N_t = 12$

Número de fileiras de tubos na direção do fluxo de ar, $N_{ft} = 6$

Número de tubos por fileira, $N_{tf} = 2$

Distância entre centros dos tubos na direção normal ao fluxo de ar,
 $d1 = 40 \text{ mm}$

Distância entre centros dos tubos na direção do fluxo de ar,
 $d2 = 25 \text{ mm}$

Material das aletas: Alumínio

Altura das aletas, $L_h = 152$ mm

Altura parcial das aletas, $L_{hp} = 128$ mm

Comprimento das aletas, $L_f = 40$ mm

Comprimento parcial das aletas, $L_{fp} = 10$ mm

Espessura das aletas, $e = 0,255$ mm

Número de aletas, $N_f = 44$

Distância entre aletas adjacentes, $z = 12,25$ mm

F.6 Linha de Retorno do Evaporador até o Compressor

Diâmetro externo = 8,0 mm

Diâmetro interno = 6,4 mm

Comprimento = 1,5 m

Material: Cobre

F.7 Linha de Descarga do Compressor para o Condensador com Movimentação

Forçada de Ar

Diâmetro interno = 4,65 mm

Diâmetro externo = 6,30 mm

Comprimento = 250 mm

F.8 Ventilador do Evaporador

Potência = 20 W

F.9 Medição das Vazões de Ar

As vazões de ar insufladas no gabinete, Q_g , e no freezer, Q_f , foram determinadas através de teste experimental, o qual encontra-se esquematizado na Figura F.6.

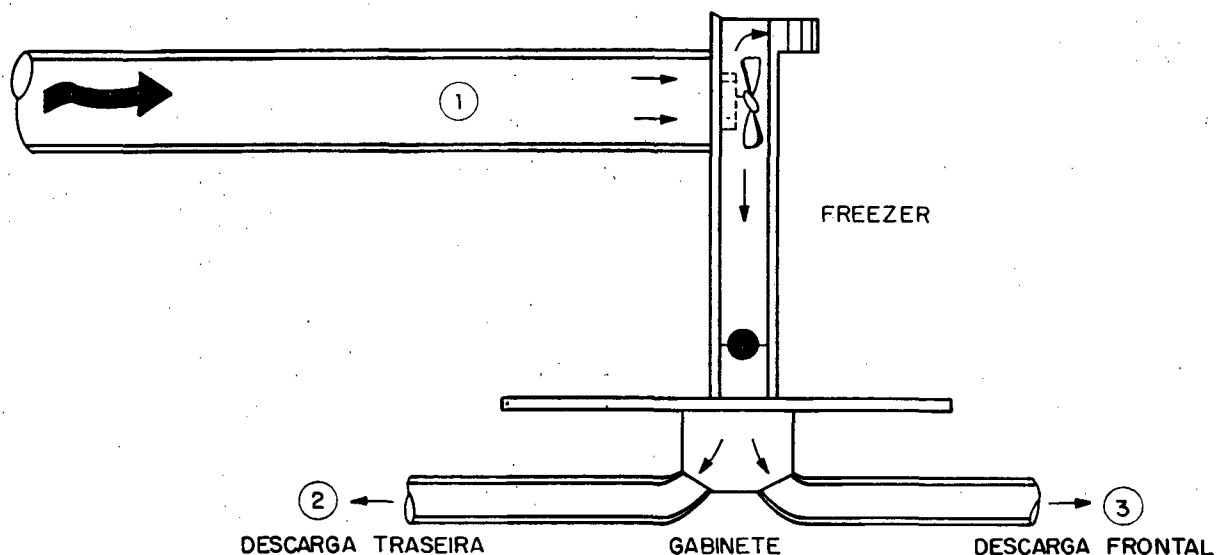


Figura F.6 - Experimento utilizado na obtenção das vazões de ar insufladas no freezer e no gabinete.

Neste experimento, utilizou-se os dutos originais do refrigerador com as respectivas grelhas de insuflamento. A velocidade do ar foi medida em vários pontos de cada seção, permitindo assim a determinação da vazão de ar para cada ambiente. Os resultados obtidos são os seguintes:

$$\bar{u}_1 = 2,92 \text{ m/s}$$

$$\bar{u}_2 = 0,56 \text{ m/s}$$

$$\bar{u}_3 = 0,56 \text{ m/s}$$

$$Q_1 = 0,0327 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = 0,0029 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (descarga traseira do gabinete)}$$

$$Q_3 = 0,0031 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (descarga frontal do gabinete)}$$

A vazão de ar no gabinete, Q_g , é obtida considerando as descargas de ar, traseiro e frontal. Desta forma, tem-se:

$$Q_g = Q_2 + Q_3 = 0,0060 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinada a vazão, Q_g , obtém-se a vazão de ar no freezer, Q_f , através da seguinte equação:

$$Q_f = Q_1 - Q_g = 0,0267 \text{ m}^3/\text{s}$$

A vazão de ar, Q_{ar} , através do condensador com movimentação forçada de ar é obtida, avaliando-se a velocidade do ar através da área de face do condensador. Tal velocidade é obtida, em vários pontos da área considerada, através de anemômetro de pás, onde determina-se uma velocidade média do escoamento de ar. Desta forma, obteve-se:

$$Q_{ar} = 0,10 \text{ m}^3/\text{s}$$

Convém ressaltar que, devido ao tipo de procedimento adotado, nos parâmetros obtidos, estão associadas incertezas consideráveis.

O segundo sistema a ser considerado, é o que utiliza um condensador com movimentação natural de ar. Tal sistema é indicado na Figura F.7.

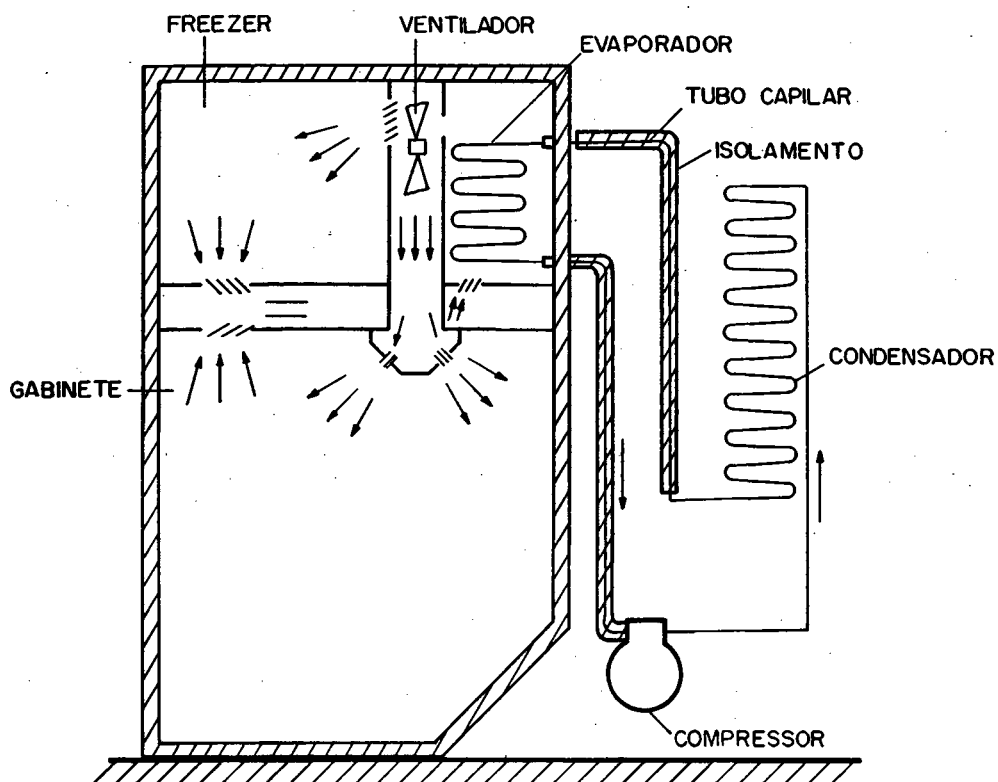


Figura F.7 - Refrigerador doméstico que utiliza um condensador com movimentação natural de ar.

Este sistema se diferencia do anterior, apenas no tipo de condensador utilizado. Assim, todos os dados obtidos para os demais componentes, são também válidos para este sistema.

F.10 Condensador com Movimentação Natural de Ar

Para a avaliação dos parâmetros geométricos no condensador com movimentação natural de ar, considere as Figuras F.8 e F.9.

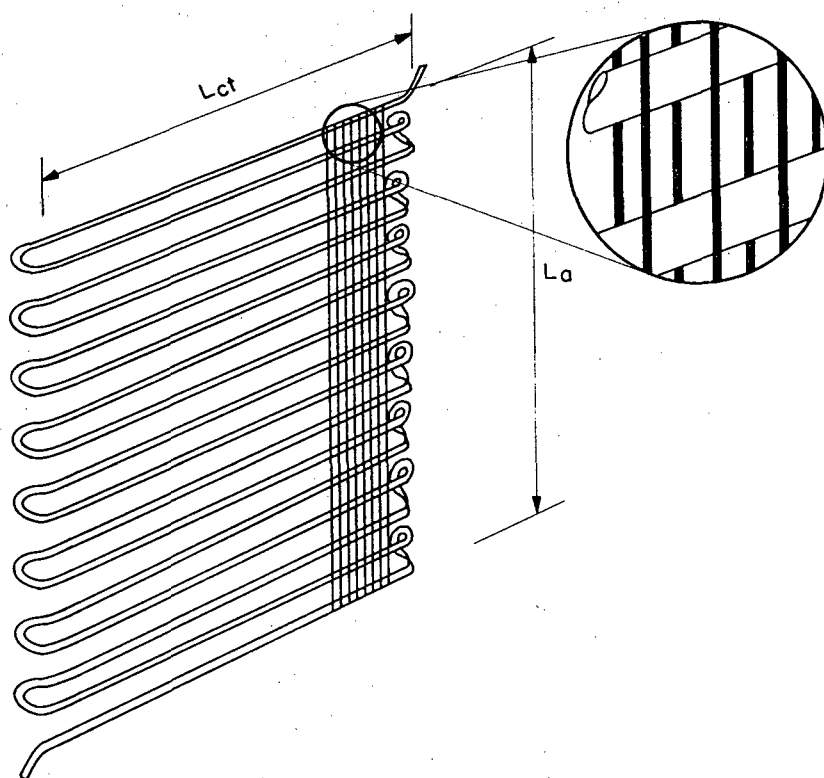


Figura F.8 - Dimensões características do condensador com movimentação natural de ar.

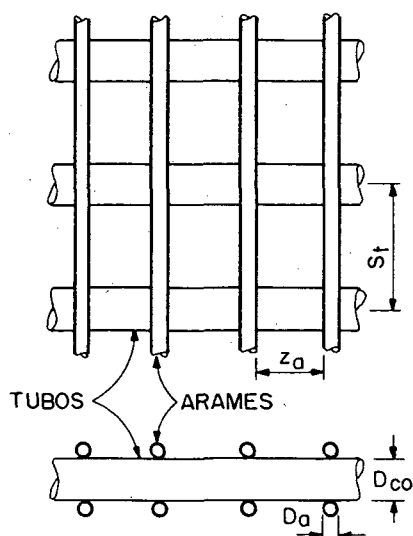


Figura F.9 - Seção transversal do condensador com movimentação natural de ar.

Os dados obtidos são os seguintes:

Material dos tubos: Aço com 0,061% de Carbono

Diâmetro externo dos tubos, $D_{co} = 6,72 \pm 0,32$ mm

Diâmetro interno dos tubos, $D_{ci} = 4,65 \pm 0,10$ mm

Comprimento total, $L_c = 12,07$ m

Comprimento dos tubos, $L_{ct} = 580$ mm

Número de tubos, $N_t = 17$

Espaçamento entre tubos, $S_t = 61$ mm

Material dos arames: Aço com 0,078% de Carbono

Comprimento dos arames, $L_a = 980$ mm

Diâmetro dos arames, $D_a = 1,54 \pm 0,08$ mm

Número de arames, $N_f = 206$ (2 fileiras de 103)

Distância entre arames adjacentes, $z_a = 3,4$ mm

F.11 Linha de Descarga do Compressor para o Condensador com Movimentação Natural de Ar

Diâmetro interno = 4,65 mm

Diâmetro externo = 6,30 mm

Comprimento = 1,58 m

APÊNDICE G

TESTES EXPERIMENTAIS

Com o objetivo de se obter um conjunto de dados experimentais, necessários à validação dos modelos propostos, foram realizados testes de "pull down" com os sistemas de refrigeração considerados. Tais testes foram desenvolvidos, seguindo as recomendações da referência [1].

Antes de iniciar os testes, tornou-se necessário isolar adequadamente o tubo capilar, pois neste trabalho, o mesmo foi considerado adiabático. O refrigerador é então colocado na câmara de testes, e lá permanece até que condições de regime permanente sejam obtidas.

Após a estabilização da temperatura da câmara, 43°C ou 32°C, dá-se partida ao compressor e inicia-se o processo contínuo de aquisição de dados.

Os locais onde se registraram os parâmetros de interesse, indicados na Figura G.1, encontram-se relacionados a seguir:

1. entrada do evaporador (100 mm após o tubo capilar entrar no evaporador)
2. duas voltas antes do fim do evaporador
3. final do evaporador (início da linha de sucção)
4. entrada do ar no evaporador (antes de passar pelas aletas)
5. saída do ar no evaporador (parte superior, entre o evaporador e o ventilador)
6. duto de insuflamento do gabinete, logo após o ventilador
7. região central do duto de insuflamento do gabinete
8. duto de insuflamento do gabinete, próximo ao difusor
9. 150 mm após o tubo de descarga do compressor, sobre a linha de descarga
10. entrada de ar no gabinete (uma das secções de passagem de ar da grelha de insuflamento frontal)

11. centro de um dos dutos de retorno do ar do gabinete
12. saída do condensador
13. corpo do compressor, na altura do nível de óleo
14. centro geométrico do freezer
15. topo do gabinete (o ambiente é dividido em três partes desde a gaveta de verduras, não incluída, até a parte superior)
16. região central do gabinete, entre o freezer e a gaveta de verduras
17. 30 mm acima da gaveta de verduras
18. gaveta de verduras
19. termopar mergulhado no óleo
20. temperatura na corneta de sucção (o termopar está localizado no ambiente, tangente a borda inferior da corneta de sucção que situa-se no corpo do compressor)
21. câmara de descarga (ambiente acima da válvula de descarga)
22. câmara de sucção
23. temperatura do ar ambiente da câmara de testes
24. pressão de sucção (medida na linha de sucção, 100 mm antes o compressor)
25. pressão de condensação, medida no final do condensador, antes do tubo capilar
26. pressão de descarga, medida na linha de descarga 100 mm após o compressor (medição do fluxo de massa no sistema que utiliza um condensador com movimentação natural de ar)
27. primeira curva do condensador
28. segunda curva do condensador
29. terceira curva do condensador
30. penúltima curva do condensador
31. última curva do condensador

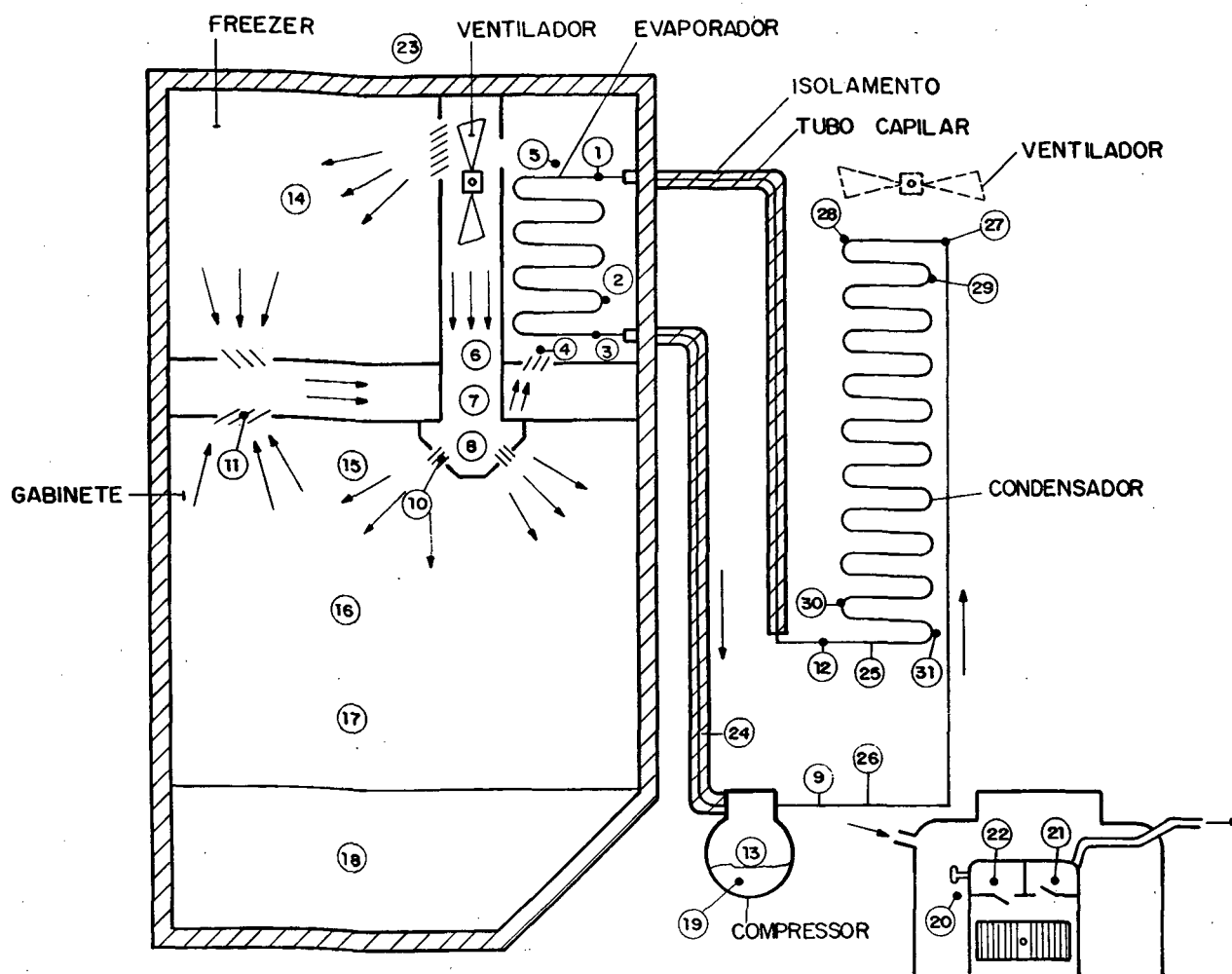


Figura G.1 - Pontos de medição no refrigerador em análise.

A temperatura e a pressão nos pontos de interesse do refrigerador foram obtidas, respectivamente, através da utilização de termopares de Cobre-Constantan e de transdutores de pressão do tipo "strain gage". A potência, a corrente, e o fluxo de massa de refrigerante foram também avaliados. Para a obtenção dos dados experimentais, numa forma contínua, foi utilizado um sistema de aquisição de dados. Tal sistema permite o registro das variáveis em intervalos regulares de 20 segundos.

Os equipamentos utilizados durante os testes experimentais, encontram-se descritos a seguir:

G.1 Sistema de Aquisição de Dados

Fabricante: Embraco

Resolução: 0,025% da faixa (1 bit)

Medições de tensões em corrente contínua em 5 faixas: ± 10 mV/
 ± 50 mV/ ± 1 V/ ± 5 V/ ± 10 V

Impedância de entrada: 1 M Ω

Conector de entrada: 72 canais em ambiente isotérmico com
 temperatura conhecida

Referências internas: 0V, ± 10 mV, ± 1 V, ± 5 V mais 1 canal de
 temperatura do ambiente dos conectores

Velocidade de leitura máxima: 6 canais por segundo

Precisão absoluta média: $\pm 0,362^{\circ}\text{C}$ na faixa de $-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$

$\pm 0,289^{\circ}\text{C}$ na faixa de $-10^{\circ}\text{C}/ 80^{\circ}\text{C}$

$\pm 0,728^{\circ}\text{C}$ na faixa de $80^{\circ}\text{C}/150^{\circ}\text{C}$

Precisão absoluta de uma leitura: $\pm 0,454^{\circ}\text{C}$ na faixa de $-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$

$\pm 0,395^{\circ}\text{C}$ na faixa de $-10^{\circ}\text{C}/ 80^{\circ}\text{C}$

$\pm 0,972^{\circ}\text{C}$ na faixa de $80^{\circ}\text{C}/150^{\circ}\text{C}$

G.2 Medidor de Potência

Tipo: Transdutor de potência ativo, monofásico

Fabricante: American Instruments do Brasil

Precisão: 0,25% do fundo escala

G.3 Medidor de Tensão

Fabricante: Yokogawa do Brasil

Modelo: 2283-26

Entrada: 0-300 Vca/60 Hz

Saída: 0-5 Vdc

G.4 Medidor de Corrente

Tipo: Transdutor de corrente

Fabricante: Yokogawa do Brasil

Modelo: 2283-22

G.5 Transdutor de Pressão

Marca: Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH

Faixa de operação: 0-20 bar (absoluta) na sucção

0-50 bar (absoluta) na descarga

Precisão: $\pm 0,1\%$ do fundo de escala

Modelo: P3M

G.6 Medidor de Fluxo de Massa

Marca: Micro Motion, INC

Faixa de operação: 0-6 Kg/h

Precisão: 0,2% do fundo de escala

Modelo: D60068100